TP 9716F

La consommation d'énergie des véhicules routiers lourds: mesure directe sur route des paramètres et étude de leurs interrelations

Préparé pour le

Centre de développement des transports
Groupe des politiques et de la coordination
Transports Canada

par

D.A. Ljubic
J. Nader
Y. Provencher, ing.f., M.Sc.

Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier

AVRIL 1989

90-06784/

TP 9716F

La consommation d'énergie des véhicules routiers lourds: mesure directe sur route des paramètres et étude de leurs interrelations

par

D.A. Ljubic

J. Nader

Y. Provencher, ing.f., M.Sc.

Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier

AVRIL 1989

AVERTISSEMENT

Les opinions et les points de vue exprimés dans ce rapport sont ceux des auteurs et ne reflètent pas nécessairement ceux du Centre de développement des transports de Transports Canada.

An English summary report of this document is available under the title: "Energy consumption of heavy road vehicles: field parameter measurements and cross impact analysis," TP 10081E.

Équipe du projet

D.A. LJUBIC, directeur du projet

J. NADER, analyse et recherche

Y. PROVENCHER, essais et recherche

J. MICHAELSEN, essais et recherche

R. LEVESQUE, ordinateurs et instrumentation

J. LABRIE, instrumentation

S. RIFFOU, recherche et analyse

D. McGREGOR, essais

K. HADLEY, technologue forestière

Transports Canada Transport Canada

FORMULE DE DONNÉES POUR PUBLICATION

1. N° de la publication de Transports Canada	2. N° de l'étude	3. N° de catalogue du destinataire
TP 9716F	6593-94	

4. Titre et sous-titre
La consommation d'énergie des véhicules routiers lourds: mesure directe sur route des paramètres et étude de leurs interrelations.

5. Date de la publication
Avril 1989

6. N° du document de l'organisme exécutant

7. Auteur(s)
D.A. Ljubic, J. Nader, Y. Provencher

8. N° de dossier — Transports Canada
D-1465-470

9. Nom et adresse de l'organisme exécutant
Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier (FERIC)
143, Place Frontenac
Pointe Claire (Québec) H4R 4Z7

10. N° de dossier — ASC

11. N° de contrat — ASC ou Transports Canada

12. Nom et adresse de l'organisme parrain
Centre de développement des transports (CDT)
200, ouest boul. René-Lévesque, Tour ouest, suite 601
Montréal (Québec) H2Z 1X4

13. Genre de publication et période visée

14. Agent de projet
L. Sabounghi

15. Remarques additionnelles (Programmes de financement, titres de publications connexes, etc.)
Subventionné par le Programme de R&D énergétiques, Énergie, Mines et Ressources Canada.

16. Résumé
Ce rapport contient les résultats de trois années de recherche dans l'étude des facteurs qui influencent la consommation énergétique des véhicules routiers lourds. Les différents facteurs qui interviennent sont regroupés en un système d'interrelations, appelé SICMER (Système d'Interrelations entre le Chauffeur, la Machine, l'Environnement et la Route). L'analyse du système ainsi défini a permis de dégager certains mécanismes de relations. Ces relations portent sur plusieurs aspects, à savoir: la transformation énergétique dans le moteur, la transmission de l'énergie aux roues, l'équilibre énergétique entre les pneus et le sol, le mouvement complexe d'un véhicule articulé et l'influence de la technique de conduite. Chacun de ces aspects est étudié dans son environnement naturel. Certaines comparaisons entre consommation de carburant sont présentées dans les cas suivants: variation de la technique de conduite, différentes combinaisons du train roulant de la remorque, différentes surfaces et différents profils de route. Des prototypes d'instruments d'aide à la conduite sont conçus sur la base de certaines relations étudiés.

17. Mots clés	18. Diffusion
Autobus, camion, véhicule routier lourd, articulé, consommation, énergie, carburant, conduite, moteur, pneu, transmission.	Le Centre de développement des transports dispose d'un nombre limité d'exemplaires.

19. Classification de sécurité (de cette publication)	20. Classification de sécurité (de cette page)	21. Déclassification (date)	22. Nombre de pages	23. Prix
Non classifiée	Non classifiée		356	

CDT/TDC 79-005
Rev 88

Canada

Transport Canada / Transports Canada

PUBLICATION DATA FORM

1. Transport Canada Publication No.	2. Project No.	3. Recipient's Catalogue No.
TP 9716F	6593-94	

4. Title and Subtitle	5. Publication Date
Energy Consumption of Heavy Road Vehicles: Field Parameter Measurements and Cross-Impact Analysis.	April 1989
	6. Performing Organization Document No.

7. Author(s)	8. Transport Canada File No.
D.A. Ljubic, J. Nader, Y. Provencher	D-1465-470

9. Performing Organization Name and Address	10. DSS File No.
Forest Engineering Research Institute of Canada (FERIC) 143, Place Frontenac Pointe Claire (Québec) H9R 4Z7	11. DSS or Transport Canada Contract No.

12. Sponsoring Agency Name and Address	13. Type of Publication and Period Covered
Transportation Development Centre (TDC) 200 René Lévesque Blvd. West, West Tower, Suite 601 Montreal (Quebec) H2Z 1X4	14. Project Officer L. Sabounghi

15. Supplementary Notes (Funding programs, titles of related publications, etc.)

Sponsored by the Energy R&D Program of Energy, Mines & Resources Canada.

16. Abstract

This report contains the results of three years' research on factors which influence the energy consumption of heavy road vehicles. The relevant factors are grouped into a system called SICMER (system of interrelations among driver, machine, environment, and road). Certain relationships have become evident from the analysis of this system. These relationships touch on several aspects: energy transformation in the engine, energy transmission to the wheels, energy balance between tires and road, complex movement of an articulated vehicles, and the influence of the driver's technique. Each of these aspects has been studied in its natural environment. Some comparisons of fuel consumption are presented in the following cases: differences in drivers' techniques; different combinations of the "semi-trailer undercarriage", and different road surfaces and profiles. Prototypes of drivers' assistance instruments have been designed based on some of the relationships studied.

17. Key Words	18. Distribution Statement
Bus, truck, heavy road vehicle, articulated, fuel consumption, energy, fuel, driving, engine, tire, transmission.	Limited number of copies available from the Transportation Development Centre

19. Security Classification (of this publication)	20. Security Classification (of this page)	21. Declassification (date)	22. No. of Pages	23. Price
Unclassified	Unclassified		356	

TDC/CDT 79-005
Rev 88

Canada

REMERCIEMENTS

L'étude exposée dans ce rapport est le résultat des travaux effectués grâce à une collaboration entre le Centre de développement des transports du Ministère des transports, l'Association du camionnage du Québec et l'Institut canadien de recherches en génie forestier.

Puisqu'il s'agit d'un travail d'équipe, les auteurs adressent leurs remerciements à MM. Jan Michaelsen, René Levesque, Simon Riffou, Douglas McGregor, Joël Labrie, Jean Merlet et à Mme Kim Hadley de l'Institut dont l'application et l'approche systématique ont grandement contribué au succès de l'enquête et à l'élaboration du rapport.

M. D. Guimier, Directeur de la division de l'est et Dr. D. Brière, ancien directeur de la division de l'est ont également aidé à l'accomplissement de cette étude.

La participation de M. G.P. Chinn à l'élaboration de ce rapport a été particulièrement appréciée.

Pour leur aide et leur appui durant les enquêtes, les auteurs adressent leurs vifs remerciements à la Direction, aux chauffeurs et aux mécaniciens de James Maclaren Industries Inc., en particulier à MM. B. Hunt, J.M. Demers et E. Hébert.

Les auteurs remercient M. L. Sabounghi du Centre de développement des transports pour son aide.

Les auteurs remercient également Mme L. Demian de l'Institut pour sa patience, sa bonne humeur et le travail exceptionnel qu'elle a accompli dans la production de ce rapport.

SOMMAIRE

1. INTRODUCTION

Le présent rapport intitulé "La consommation d'énergie des véhicules routiers lourds: Mesure directe sur route des paramètres et étude de leurs interrelations." est la suite logique des efforts faits par l'Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier (FERIC) dans le passé en vue d'examiner, de quantifier et de relier ensemble les facteurs influençant la consommation énergétique, l'usure et la productivité des ensembles routiers.

En effet, dans le siècle du développement phénoménal de la technologie, le rendement global des machines roulantes se situe entre 20 et 30% de l'énergie potentielle utilisée sous forme de carburant. Cela prouve qu'il reste, dans l'intérêt national et international, énormément à faire pour améliorer les performances de nos moyens de transports, d'une part au niveau de la production, et d'autre part au niveau de l'utilisation. Bien entendu, l'amélioration du rendement des machines dépend en grande partie des améliorations au niveau des fabricants; mais là, elles progressent d'une manière timide et lente, car l'intérêt des fournisseurs est surtout orienté vers les profits et non pas vers la réduction des ventes.

D'autre part toute augmentation du rendement de nos machines (réduction de la consommation énergétique) provoque une réduction de la pollution de l'environnement.

Le côté utilisation des machines a été orienté pendant des années vers la productivité à tout prix, négligeant les coûts provenant de la consommation exagérée de carburant, de l'usure des machines et de la conduite orientée seulement vers la production. Toutes ces circonstances ont contribué à situer le coût du transport entre 30 et 50% du coût total de la production. Au Canada, pays immense dépendant énormément du transport routier, toute réduction de la consommation énergétique se traduit en une réduction du coût de transport donc du prix de revient. Comme on le sait, les qualités d'utilisation d'un ensemble routier dépendent non seulement de ses caractéristiques d'origine (le dessin, les composantes, l'assemblage, le cahier des charges, les matériaux utilisés, etc.), mais également de la façon dont il est exploité dans diverses conditions de service.

Pour améliorer la productivité des véhicules de transport, il faut, d'une part optimiser le dessin et le cahier des charges des ensembles, et ainsi permettre aux fournisseurs de les livrer mieux adaptés à nos conditions de service, et d'autre part, prendre des mesures pour assurer leur utilisation optimale. Ainsi on doit établir des méthodes d'études théoriques et expérimentales des ensembles de transport directement en service, en tant que base d'examen des paramètres dans le système d'interrelations "conducteur, machine, environnement, route". L'examen de ce système doit permettre de mieux concevoir et organiser les cycles de transport, de réduire les coûts et d'augmenter la productivité.

Dans ce qui suit, on présentera les résultats les plus significatifs. Pour plus de détails, le lecteur pourra se reporter aux parties correspondantes du rapport TP 9716F (publié en français seulement).

2. BUTS DU PROJET ET MOYENS UTILISÉS

Le but principal de ce projet est d'étudier les relations "chauffeur-machine-environnement-route" directement en marche en se servant d'un camion et d'une remorque expérimentaux. Les variables les plus significatives ont été enregistrées automatiquement et simultanément sur route, permettant soit des études de différences globales de consommation énergétique, soit des mesures instantanées des diverses variables.

Les buts secondaires étaient d'étudier les techniques de conduite à partir de l'examen de 35 chauffeurs sur la même route et avec le même ensemble routier (camion, remorque et charge identiques), de trouver les relations entre la consommation énergétique, les virages, les pentes et les surfaces des routes, et finalement d'étudier l'influence de certaines composantes du train roulant de la remorque expérimentale sur la consommation énergétique.

Pour pouvoir étudier le système d'interrelations entre le chauffeur, la machine, l'environnement et la route (voir figure 1), on a établi une méthode théorique qui utilise en tant que données d'entrée les valeurs enregistrées sur route. La méthode établie par FERIC, une fois validée, a servi de base à l'étude des relations entre divers facteurs qui influencent la consommation énergétique.

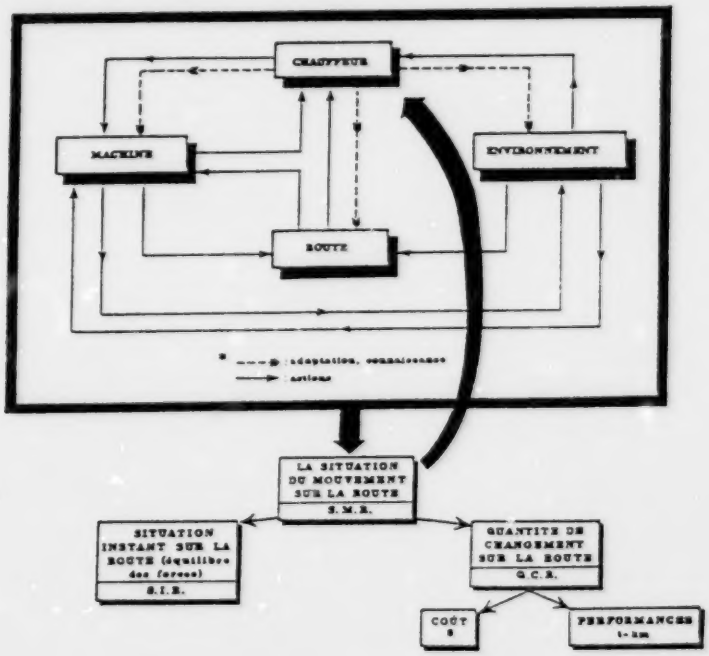


Figure 1 Modèle d'analyse du système d'interrelations chauffeur-machine-environnement-route

3. DÉVELOPPEMENTS THÉORIQUES ET EXPÉRIMENTAUX DES MÉTHODES D'ÉTUDES

L'étude de la productivité et du coût d'une opération de transport, tenant compte des qualités potentielles du véhicule articulé, de la route, de l'environnement et des actions du chauffeur, au moyen des techniques modernes d'enregistrement automatiques directement en marche, exige l'établissement de méthodes théoriques et expérimentales complexes reliant les variables et les paramètres d'une manière à la fois dynamique et instantanée. Il s'agit en effet, de connaître à un instant suffisamment court sur la route, la complexité des relations entre les actions du chauffeur, les transformations énergétiques se produisant dans le moteur, la transmission énergétique le long du système de propulsion, les lois régissant le contact des pneumatiques au sol et l'équilibre des forces et des moments agissant sur le véhicule dans sa situation la plus générale (une montée en virage par exemple).

Pour réaliser de telles études, il a fallu tout d'abord concevoir des méthodes de détermination de la transformation énergétique dans le moteur. Cette détermination peut se faire en mesurant à l'entrée du moteur l'énergie potentielle sous forme de carburant consommé, et en la reliant aux mesures à la sortie du moteur, en particulier au couple et à la vitesse de rotation du moteur, au moyen des valeurs enregistrées directement sur route. De plus les valeurs des consommations et des couples ont été reliées à l'action du chauffeur à travers son accélérateur pour un rapport donné de la boite de vitesses.

La figure 2 indique schématiquement la manière de mesurer le couple à la sortie de la boite de vitesses, la dépression de l'accélérateur, la consommation de carburant et la vitesse de rotation du moteur.

SYSTÈME DYNAMIQUE D'ACQUISITION DE DONNÉES

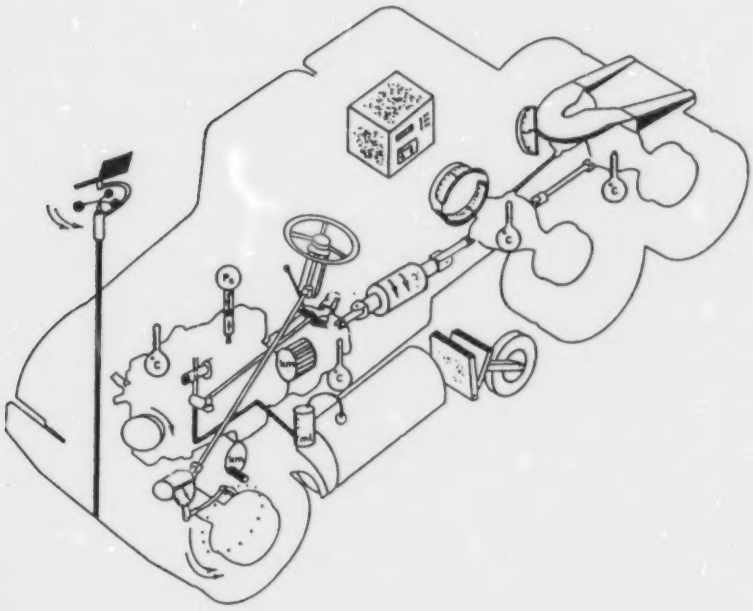


Figure 2 Schéma du système d'acquisition des données

Le couple mesuré au couplemètre est ramené au moteur par division par le rapport de boite de vitesses et satisfait l'équation suivante:

$$M_{CMM} = \frac{M_{CM}}{i_{TR}} = M_E + \frac{M_{TR}}{i_{TR}} = M_{IN} + M_{RPM} + M_{IRM} + M_{ACC} + \frac{M_{TR}}{i_{TR}} \qquad (4.1)$$

où:

M_{CMM} - moment dynamique mesuré au couplemètre et ramené au moteur, (N•m)

M_{CM} - couple mesuré au couplemètre, (N•m)

i_{TR} - rapport de la boite de vitesses

M_E - moment effectif à la sortie du moteur, (N•m)

M_{TR} - moment correspondant à la perte dans la boite de vitesses(1), (N•m)

M_{IN} - moment indiqué du moteur, (N•m)

M_{RPM} - moment des résistances passives du moteur, (N•m)

M_{IRM} - moment provoqué par les inerties rotatives du moteur, (N•m)

M_{ACC} - moment dû aux accessoires du moteur, (N•m)

Dans la formule précédente les moments M_{RPM}, M_{TR} et M_{ACC} sont toujours négatifs. Le moment M_{IRM}, peut être soit négatif ($\frac{d\omega}{dt} > 0$), soit égal à zéro ($\frac{d\omega}{dt} = 0$), soit positif ($\frac{d\omega}{dt} < 0$). Le moment indiqué du moteur M_{IN} est toujours positif.

La figure 3 donne la relation entre le couple mesuré au couplemètre et ramené au moteur par l'équation précitée en fonction de la vitesse de rotation du moteur pour diverses dépressions de l'accélérateur. Ces courbes sont entièrement construites à partir des enregistrements sur route dans les conditions les plus diverses.

Pour valider les courbes on a comparé les valeurs des couples à pleine charge aux courbes publiées par le constructeur du moteur. La figure 4 donne cette comparaison, qui montre que les valeurs obtenues sur route correspondent bien aux valeurs obtenues sur un banc d'essai du constructeur (compte non tenu des pertes dans la boite de vitesses).

---

(1) Tenant compte du moment d'inertie de la boite de vitesses.

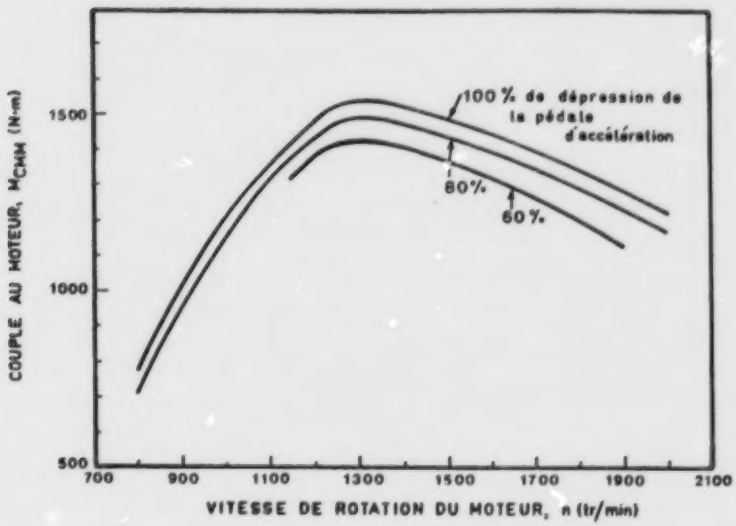


Figure 3 Moment du couple mesuré au couplemètre et ramené au moteur en fonction du régime du moteur

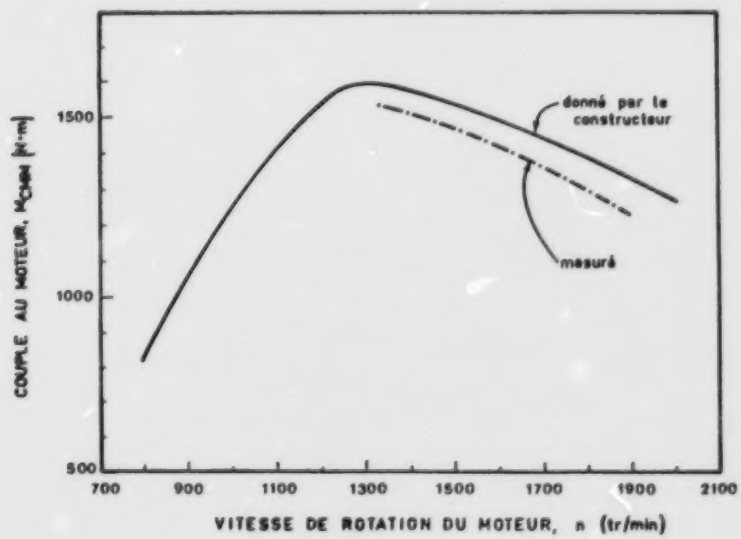


Figure 4 Comparaison du moment du couple au moteur donné par le constructeur à celui mesuré au couplemètre et ramené au moteur

La figure 5, obtenue également par des valeurs enregistrées sur route, donne la relation entre la consommation spécifique exprimée en kg de carburant par kW·h en fonction de la vitesse de rotation du moteur, pour le moteur expérimental développant 261 kW à 2100 tr/min et pour différentes dépressions d'accélérateur. C'est ainsi qu'on a réussi à établir, par des valeurs enregistrées sur route, non seulement la transformation énergétique dans le moteur, mais également la liaison entre la dépression de l'accélérateur pour un rapport de transmission donnée, et les performances du moteur.

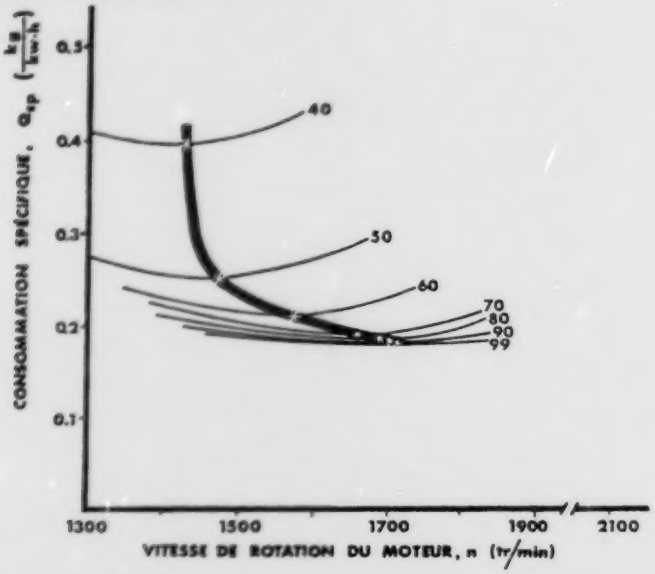


Figure 5 Consommation spécifique en fonction de la vitesse de rotation du moteur Cummins Formula 350 NTC (III) pour les différentes isopédales

Le premier moteur expérimental avait un régulateur de pompe d'injection du type "mini-maxi" ce qui permettait de relier directement les performances du moteur à l'action du chauffeur. Le second moteur dont le camion expérimental a été équipé est muni d'un régulateur "tous régimes" c'est-à-dire que la dépression de l'accélérateur est constamment corrigée par une certaine action du régulateur. C'est pour cette raison qu'on a commencé à déterminer la liaison entre la pédale et la crémaillère de la pompe d'injection en fonction des différentes vitesses du moteur. Les relations sont données sur la figure 6. Ensuite on a déterminé la relation entre la crémaillère et le couple du moteur pour différentes vitesses de rotation de celui-ci. La figure 7 donne ces relations. Pour pouvoir juger de l'influence de n'importe quel paramètre en aval du moteur sur la consommation de carburant, on a déterminé, pour différents régimes du moteur, les relations entre la consommation de carburant et le couple à la sortie du moteur mesuré soit au moyen du couplemètre, soit en ramenant les forces résistantes des roues tractrices du camion au moteur. Ces relations, une fois validées, sont fondamentales pour les études énergétiques d'une machine se déplaçant sur route. C'est ainsi qu'on a établi pour chaque moteur des relations de transformation énergétique, reliées à l'action du chauffeur, conditions préliminaires et absolument nécessaires de toute étude énergétique sur route.

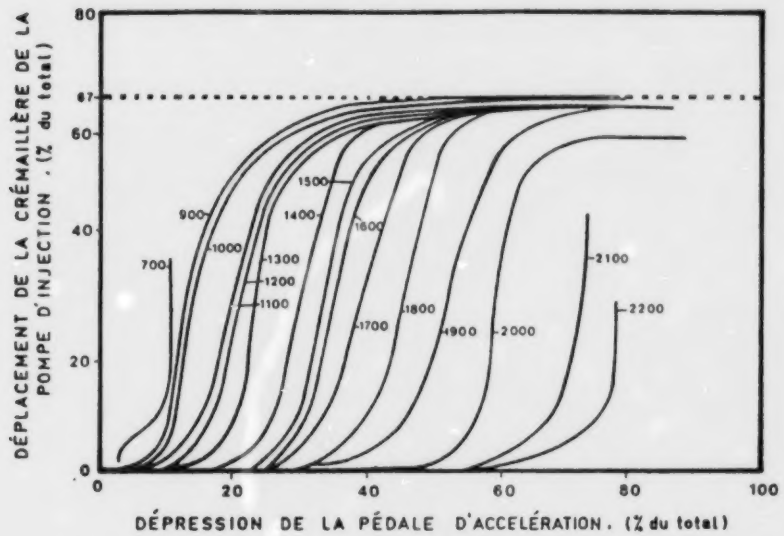


Figure 6 Liaison entre la dépression de l'accélérateur π et le déplacement de la crémaillère de la pompe d'injection q

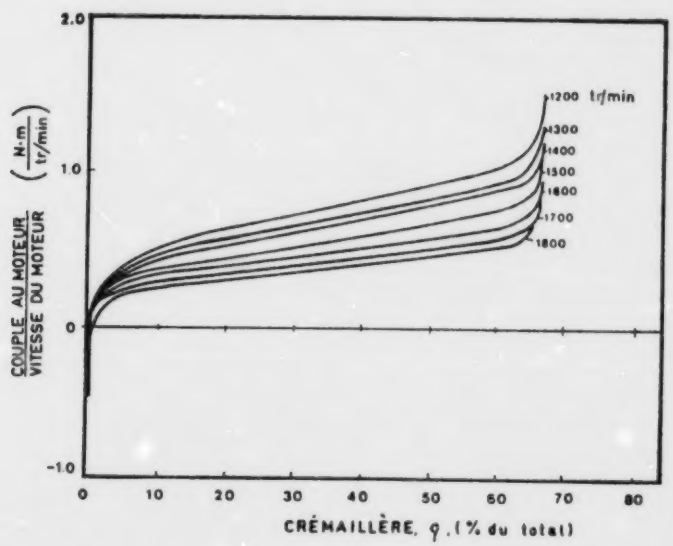


Figure 7 Liaison entre la crémaillère, la vitesse de rotation du moteur et le couple à la sortie du moteur

Pour connaître à tout moment la force de traction aux roues tractrices du camion, il a fallu déterminer les pertes dans le système de transmission de puissance par des méthodes spécifiques. C'est ainsi qu'on a conçu dans le passé les procédés théoriques et expérimentaux de détermination des pertes dues au brassage des huiles dans la boîte de vitesses et dans les deux essieux arrière en utilisant des essais de "décélération en roue libre" tandis que des essais à vitesse constante sur le dynamomètre ou sur la route permettent de déterminer les pertes dues aux frictions. Connaissant les pertes dans le système propulsif, il est alors possible de déterminer la force de traction aux roues tractrices à tout moment. En divisant la force de traction aux roues tractrices par le poids du véhicule, on obtient le facteur dynamique de traction. La figure 8 donne le facteur dynamique en fonction de la vitesse sur route dans les divers rapports de la boîte de vitesses et pour 3 dépressions différentes de l'accélérateur. C'est ainsi qu'on a pu satisfaire la deuxième condition préliminaire nécessaire aux études énergétiques.

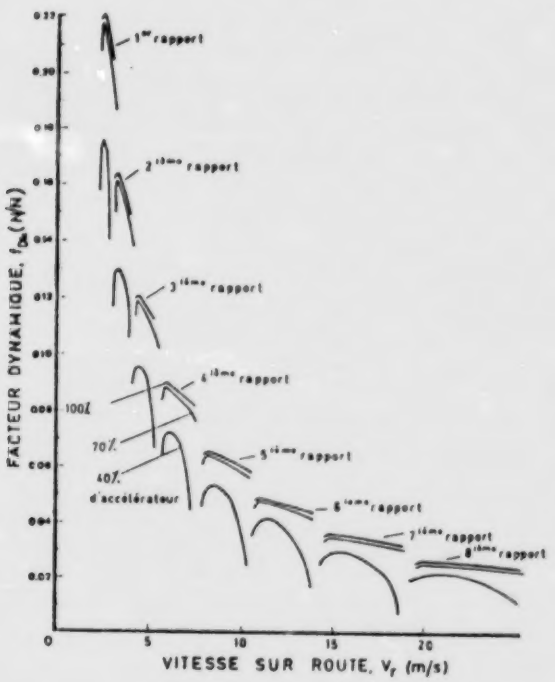


Figure 8 Diagramme du facteur dynamique en fonction de la vitesse sur route à travers tous les rapports de boîte

Pour étudier le passage de l'accélérateur au moteur, et du moteur aux roues tractrices, en utilisant les relations établies à partir des enregistrements sur route, on a comparé les résultats des enregistrements de 4 points sur la route d'essais entre Chénéville et Montpellier (voir figure 9), à ceux des lectures à travers les diagrammes successifs représentant le passage de l'accélérateur aux roues tractrices. Les

différences de consommation de carburant pour les 4 points sur la route précitée, consommation mesurée au débitmètre contre consommation établie à travers les diagrammes, sont de: 1,3% au point A de la route, 0,3% au point B, 4,3% au point C et 5,8% au point D. Compte tenu de tous les facteurs perturbateurs ces chiffres témoignent que les relations établies satisfont la précision nécessaire pour pouvoir se servir de la méthode.

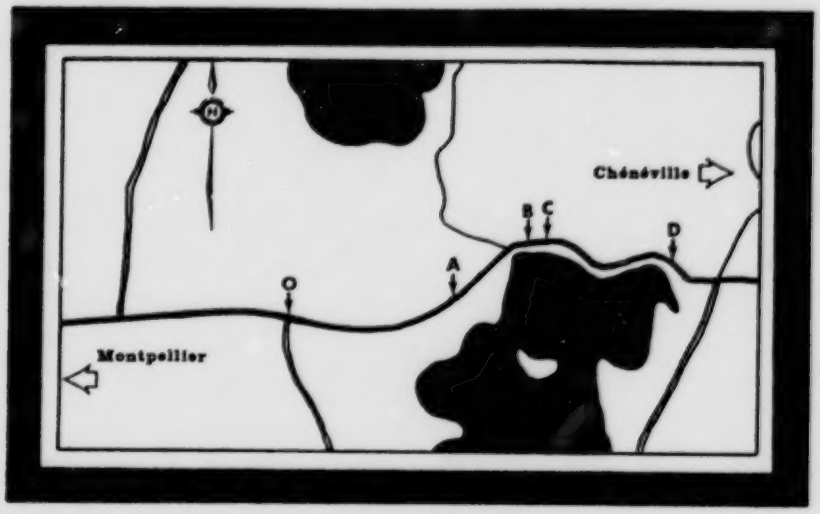


Figure 9 Portion de la route Montpellier-Chénéville utilisée pour les essais

Le nomogramme illustré sur la figure 10 donne une idée générale des possibilités d'études des relations "chauffeur-machine-route" dans les deux sens. Les équations des courbes qui s'y trouvent, une fois introduites dans un programme informatique, permettront de prédire par calcul les performances et la consommation énergétique d'un ensemble routier équipé du même moteur que celui du camion expérimental, mais pour lequel les autres paramètres ont varié.

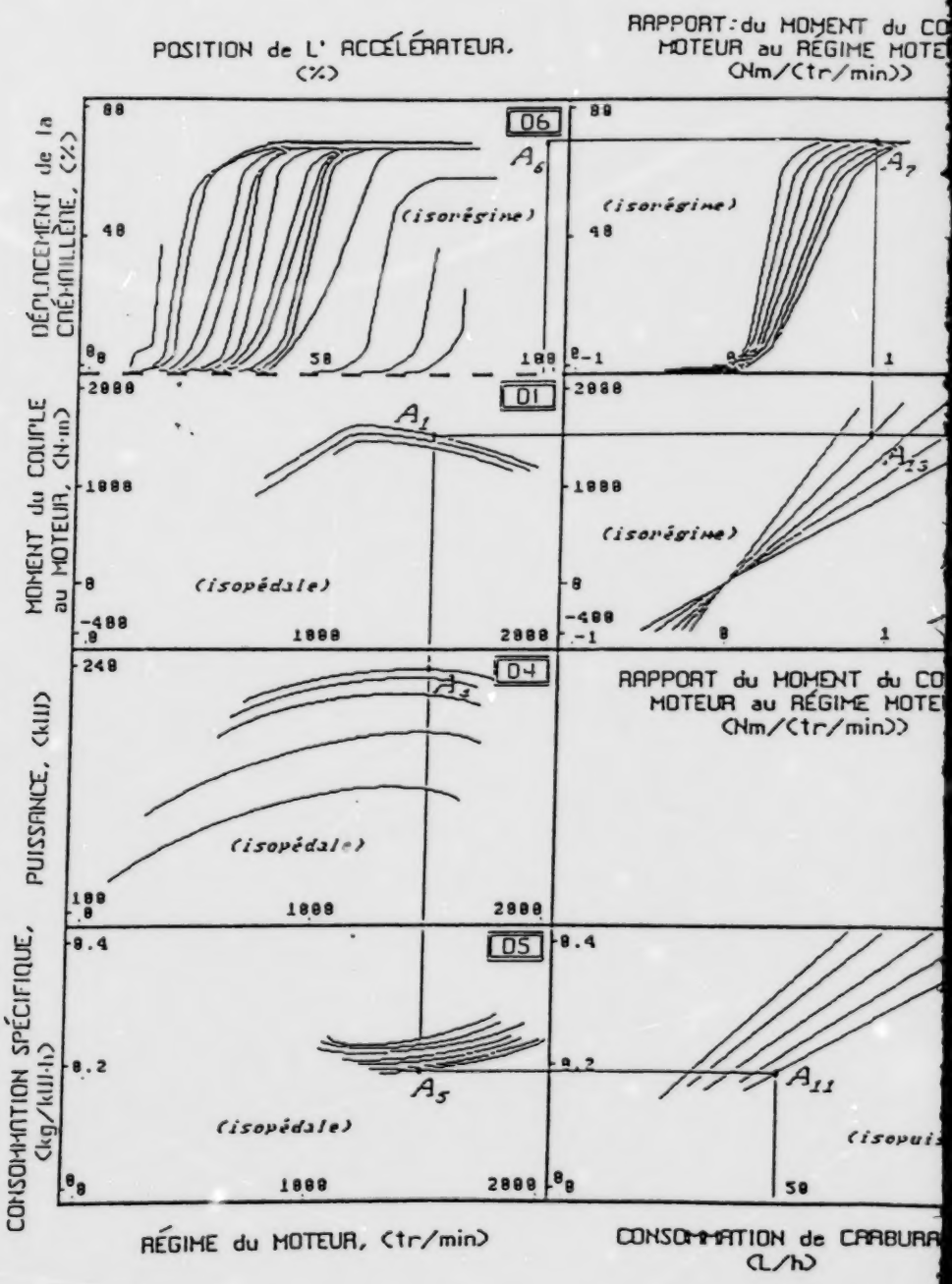
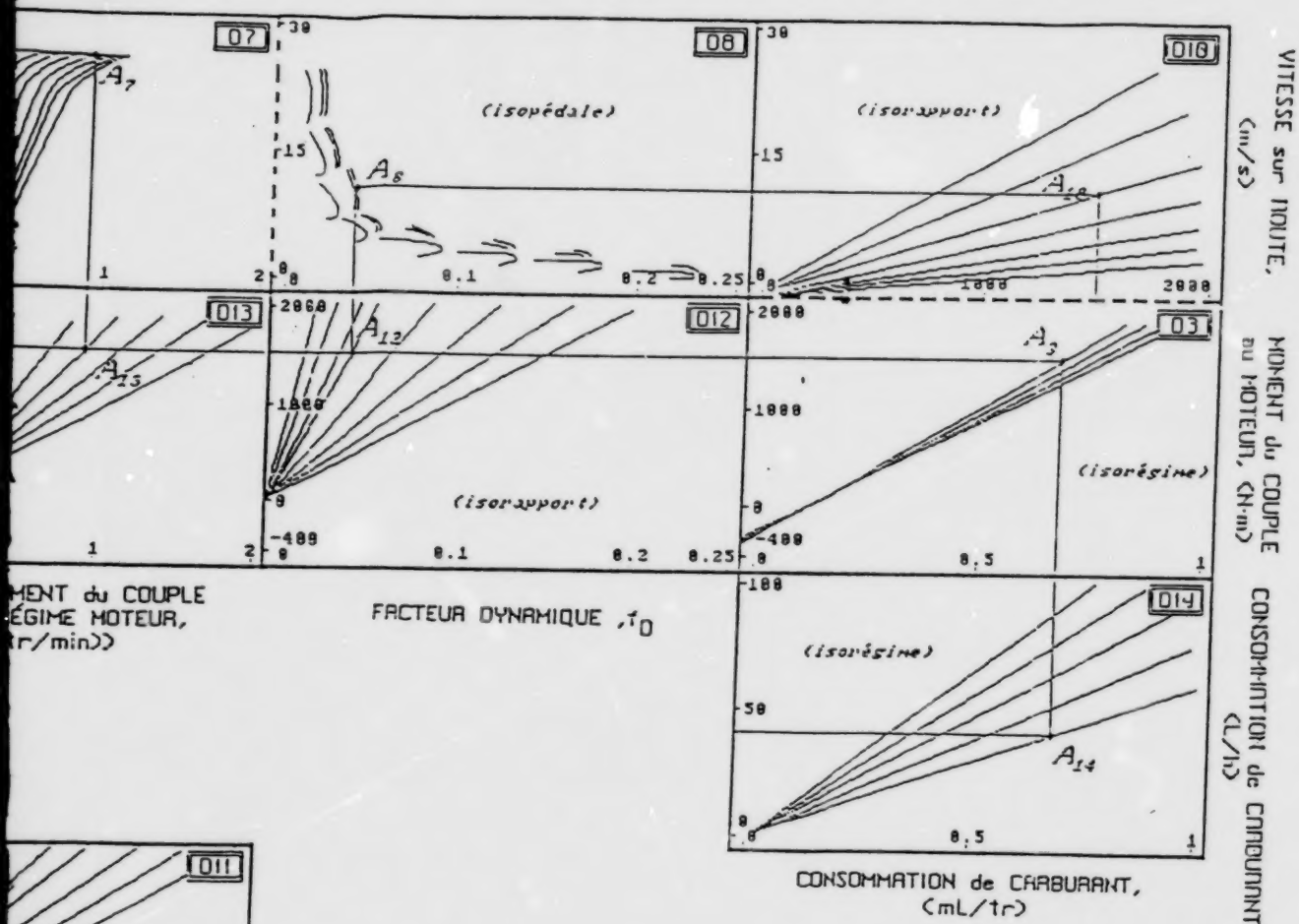


Figure 10 Nomogramme des relations chauffeur-machine-route


07
08
010
013
012
03
014
011
(isopédale)
(isorapport)
(isorégime)
(isopuissance)
A_7
A_8
A_{10}
A_{13}
A_3
A_{14}
FACTEUR DYNAMIQUE , f_D
RÉGIME du MOTEUR, (tr/min)
VITESSE sur ROUTE, (m/s)
MOMENT du COUPLE au MOTEUR, (N·m)
CONSOMMATION de CARBURANT, (L/h)
CONSOMMATION de CARBURANT, (mL/tr)

Connaissant à chaque instant, lors du mouvement dynamique sur route, la force exercée entre les pneus et le sol, on peut étudier l'équilibre instantané des forces ou des moments qui s'exercent.

L'équation suivante donne un tel équilibre sous sa forme la plus générale:

$$F_{TDR} + F_{RA} + F_{RT} + F_I + F_{IR} + F_{IM} + F_{FRP} + F_{INC} = 0$$

avec

$$F_{RT} = F_{RR}^{\bullet} + F_M + F_{CRB} + F_{\mu G} + F_{RES}$$

où:

F_{TDR} - force dynamique totale de traction aux roues (N)

F_{RA} - force dynamique de résistance de l'air, (N)

$F_{RR}^{\bullet}$ - force de résistance au roulement sur une route idéalement plate et droite sans application du couple. L'exposant "•" indique un couple voisin de zéro, (N)

Ces deux forces sont déterminées par la méthode de décélération en roue libre d'un véhicule sur une portion de route droite et approximativement horizontale.

F_M - force de résistance complémentaire due à l'application du couple, (N)

F_{CRB} - force de résistance à l'avancement d'un véhicule routier due aux virages de la route, (N)

$F_{\mu G}$ - force de résistance représentée par la perte d'énergie due aux glissements entre les roues tractrices et le sol, (N)

F_{RES} - force de résistance à l'avancement d'un véhicule routier représentant toutes les résistances résiduelles dues aux divers facteurs comme: la suspension, la configuration de la géométrie avant du camion, la position du centre de gravité, l'écartement des essieux sur le camion et la remorque, etc., (N)

F_{RT} - force totale de résistance à l'avancement d'un véhicule routier se produisant entre les pneumatiques et le sol, (N)

F_I - force d'inertie du véhicule (en accélération ou en décélération), (N)

F_{IR} - force d'inertie des masses rotatives, c'est-à-dire de toutes les roues de l'ensemble et du système propulsif, (N)

F_{IM} - force d'inertie du moteur, (N)

F_{FRP} - force de freinage, (N)

F_{INC} - force directionnelle de résistance due à l'inclinaison verticale d'une portion de la route, (N). Elle est égale à $- g \cdot m_T \cdot \sin\alpha_P$ où m_T est la masse de l'ensemble en kg, α_P est l'angle d'inclinaison de la route, considéré positif dans une montée et négatif dans une descente, et g est l'accélération terrestre en m/s^2.

La force F_{TDR} s'exerce entre les roues tractrices du camion et le sol. Elle est déterminée par le moment mesuré au couplemètre ramené aux roues, transformé en force et réduit des pertes dues au brassage et aux frictions dans les deux essieux arrière. Les forces d'inertie $F_L + F_{IR} + F_{IM}$ sont calculées à partir de la masse de l'ensemble et des accélérations (soit axiales dans le cas d'un mouvement rectiligne ou angulaire dans le cas d'un mouvement en virage). La force F_{FRP} est calculée à partir des enregistrements de la pression d'air du système de freinage. La force F_{INC} est calculée à partir des angles des pentes. Les forces F_M et $M_{\mu G}$ sont calculées d'après les équations spécialement établies dans le rapport. Pour déterminer la force F_{CRB} qui apparait lors d'un mouvement au virage, on a développé à l'annexe B du rapport l'équation de l'équilibre en tenant compte des moments résistants à la rotation et des dérives des pneus. Cette équation a été convertie en un programme informatique. Pour vérifier la précision et la répétitivité de cette méthode de calcul, on a calculé les pentes verticales d'une section de la route expérimentale longue de 3000 m par la même équation, et on les a comparées aux même pentes obtenues par le théodolite. La figure 11 donne la comparaison entre les deux profils verticaux. La concordance est satisfaisante car l'écart absolu moyen entre les deux profils est de 0,5%. On peut également voir que les deux profils se suivent très bien sauf aux trois endroits où intervient le freinage.

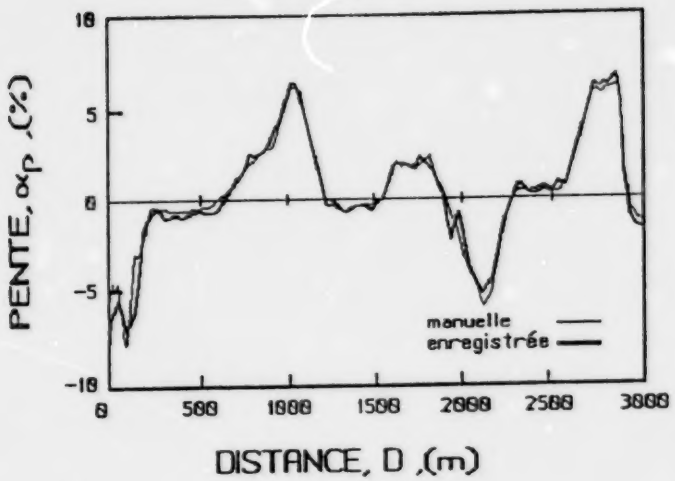


Figure 11 Comparaison des pentes
a) courbe obtenue à l'aide du théodolite
b) courbe obtenue à partir des enregistrements

Ainsi, on vient de valider de manière globale l'ensemble de la méthode de calcul des performances et de la consommation énergétique établie par FERIC. C'est par cette méthode que seront alors calculées les résistances et les consommations d'énergie dans les virages et dans les pentes.

La comparaison de deux profils sur la figure ci-dessus témoigne qu'on est capable, en faisant un ou plusieurs essais sur une route donnée avec le camion expérimental, de profiler cette route par calcul de façon dynamique, ce qui représente une possibilité future remarquable.

En se servant du camion expérimental équipé d'un couplemètre on a établi une relation entre la pression de suralimentation et le couple mesuré. La figure 12 donne le couple calculé à partir de la pression comparé au couple mesuré au couplemètre. La précision de cette comparaison paraît suffisante. Sur ce principe, on a conçu un instrument d'indication de la puissance et de la consommation de carburant qui n'est pas encore opérationnel.

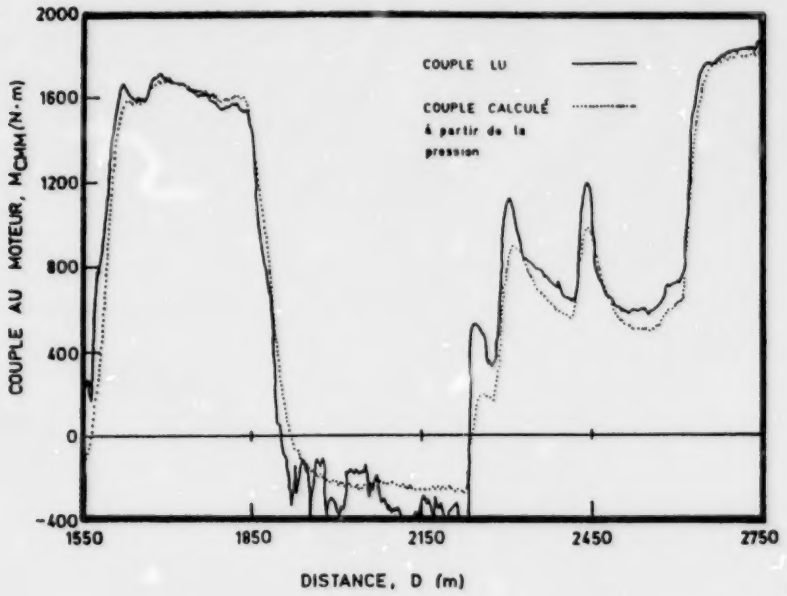


Figure 12 Courbes du moment du couple
a) mesuré au couplemètre
b) calculé à partir de la pression de suralimentation

Ayant établi et validé la méthode théorique et expérimentale de calcul des performances et de la consommation énergétique dans le système "chauffeur-machine-environnement-route" on est en mesure d'examiner les résultats obtenus soit expérimentalement soit par calcul en utilisant les valeurs enregistrées en tant que données d'entrée.

4. RÉSULTATS OBTENUS EXPÉRIMENTALEMENT

Deux genres d'essais ont été effectués selon l'objet de l'étude:

- Étude des relations entre le chauffeur, la machine et la route et leur influence sur la consommation énergétique; et
- Étude de l'influence de la configuration et du genre du train de roulement des remorques sur la consommation énergétique.

4.1 Étude des relations entre le chauffeur, la machine et la route, et leur influence sur la consommation énergétique

Les essais destinés à l'étude des relations entre le chauffeur, la machine et la route ont eu lieu sur un parcours spécialement choisi englobant une portion de la route 309 au sud de Mont-Laurier, une portion de la route 311 jusqu'à Lac des Écorces et de là à Mont-Laurier. Sur ce parcours on a enregistré le style de conduite de 35 chauffeurs professionnels. Le

camion expérimental, équipé de capteurs qui enregistrent les variables les plus importantes, ainsi que la remorque et la charge, ont toujours été les mêmes.

La longueur totale du parcours pour tous les chauffeurs était de 86 km. Ce parcours a été divisé en deux parties, la première d'une longueur de 32 km et la deuxième de 54 km.

L'analyse des données enregistrées a été effectuée de deux manières:

4.1.1 Analyse de la dynamique du système chauffeur-machine-route et des techniques de conduite au moyen des données instantanées obtenues aux divers endroits de la route

On examinera ici un exemple de la relation "chauffeur-machine-environnement-route" relatif à la section de la route expérimentale qu'on a appelée "Ile longue". La figure 13 donne le profil horizontal et vertical de cette section. On étudiera en particulier le chauffeur n°20 sur la portion comprise entre les points A et F sur cette figure. Cet exemple illustrera la perception de l'environnement par le chauffeur et sa réaction, c'est-à-dire son action sur la machine, en tenant compte de son style de conduite. Il s'agit en effet de l'attaque d'un virage en descente. À partir du point A le chauffeur descend une côte de 3,8%, utilise le frein-moteur et décélère.

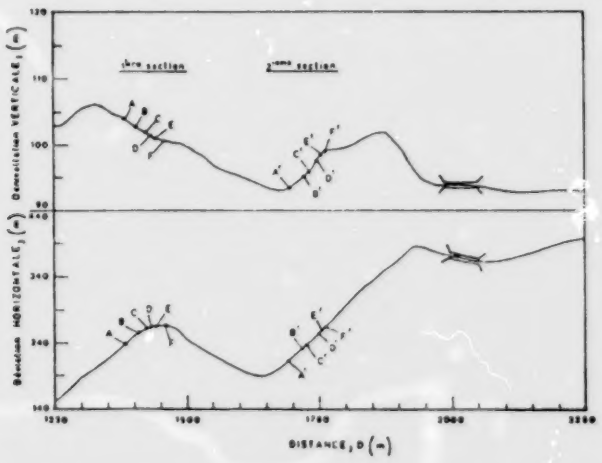


Figure 13 Profil horizontal et vertical de la section "Ile Longue" de la route

Au début (au point A), la consommation est très basse car l'ensemble descend la côte en entrainant le moteur. Cet entrainement réduit partiellement les frottements internes du moteur et ainsi maintient la consommation très basse (2,52 L/h). Au point B le chauffeur, apercevant un tournant, appuie pendant quelques instants sur la pédale de frein. Ceci réduit l'action bénéfique de la poussée du camion sur le moteur et la consommation commence à augmenter pour arriver à 7,26 L/h au point C. Au point C, c'est-à-dire dans le virage, le chauffeur change le rapport de 2,14 à 1, à 2,74 à 1. Entre le point C et le point D la consommation augmente pour arriver à 10,73 L/h ce qui correspond à une consommation du moteur au ralenti à environ 600 tr/min. Pendant ce changement de rapport la vitesse sur route baisse légèrement, la dépression de l'accélérateur augmente et la déviation du volant diminue.

On vient de suivre une situation sur route avec un chauffeur donné, autrement dit, d'examiner un passage de la perception du chauffeur à son action sur la machine et en voie de conséquence la vitesse, le couple (puissance) et la consommation utilisés. La connaissance des relations entre le chauffeur, la machine, l'environnement et la route tout au long de la route est indispensable pour toute étude énergétique d'un ensemble routier.

Comparons maintenant la manière de changer les rapports de trois autres chauffeurs (n°17, 26 et 35) sur la portion de route en montée et droite, de 1650 à 1900 m. Cette portion est donnée sur la figure 14 du point A" au point E". En ce qui concerne le schéma de changement des rapports du chauffeur n°17: ce chauffeur se trouvait en 8e rapport (1,65 à 1) au point A", et se rendant compte qu'il commençait à étouffer le moteur, il décida de descendre en rapport de 1,65 à 1 à 2,14 à 1; le changement a été effectué rapidement et d'une manière parfaite, c'est-à-dire sans aucune perte de vitesse sur route malgré une forte montée. De même, il n'a pas permis l'étouffement du moteur car dès qu'il l'a senti, il a rétrogradé le rapport et a amené la vitesse de rotation au-delà de la vitesse du couple maximum du moteur.

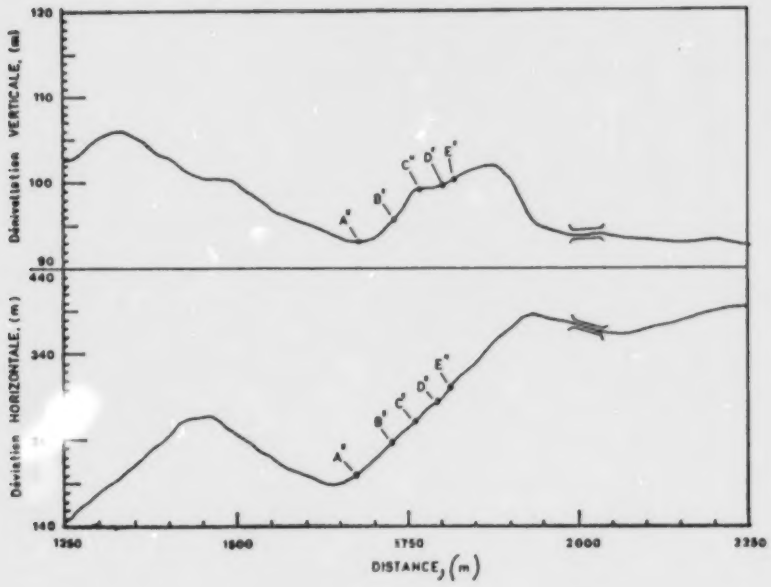


Figure 14 Profil horizontal et vertical de la section "Ile Longue"

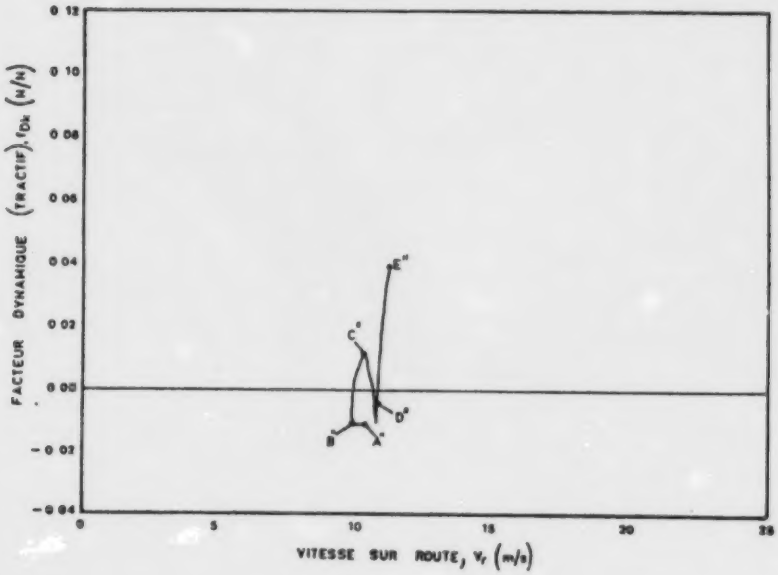


Figure 15 Diagramme du facteur dynamique
en fonction de la vitesse sur route pour le chauffeur n°17

Le chauffeur n°26 a permis à la vitesse sur route et à la vitesse du moteur de descendre trop bas, de sorte qu'il a été obligé de s'arrêter en côte. En effet, la vitesse du moteur avait baissé à 600 tr/min, c'est-à-dire au ralenti. Ceci est un exemple typique d'une mauvaise technique de conduite en montée.

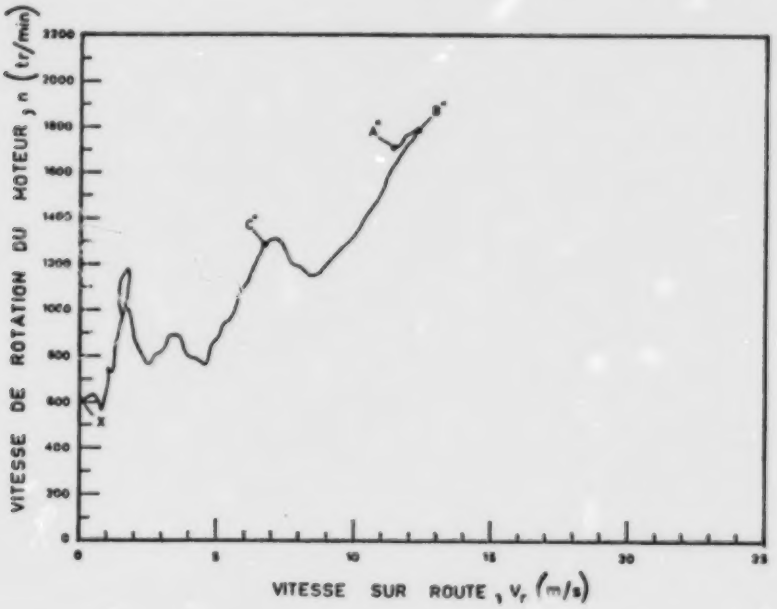


Figure 16 Diagramme de changement de rapports pour le chauffeur n°26

Le chauffeur n°35, malgré une certaine baisse de vitesse sur route, a très bien effectué son changement des rapports en maintenant la vitesse du moteur constamment au-delà de la vitesse du couple maximum. Son style est très bon.

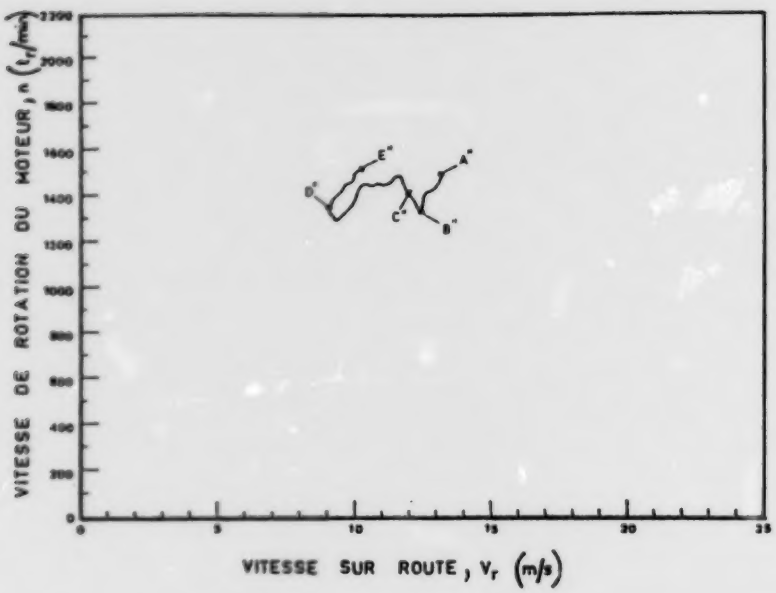


Figure 17 Diagramme de changement de rapports par le chauffeur n°35

Ces exemples illustrent bien les différences de techniques de changement de rapports en gravissant une forte montée.

Le tableau suivant indique quelques valeurs enregistrées avec 3 chauffeurs (n°17, 20 et 35) sur toute cette portion de route.

Tableau 1 Comparaison des moyennes de certaines variables pour 3 chauffeurs

Variables	Valeurs moyennes		
	chauffeur n°17	chauffeur n°20	chauffeur n°35
Durée (s)	214	291	192
Vitesse du moteur (tr/min)	1564	1332	1435
Vitesse (m/s)	9,32	6,84	10.39
Couple (N·m)	1398	922	1034
Consommation (mL/m)	0,708	0,717	0,661
Puissance (kW)	113	61	101

À partir du tableau on voit que la différence de consommation de carburant entre le chauffeur n°20 et le chauffeur n°35 est de 7,8%. Cette différence est due exclusivement à la différence du style de conduite.

Ce court examen des liaisons entre les composants du SICMER dévoile les possibilités futures en ce qui concerne les études énergétiques. On a pu également examiner les techniques de conduite de divers chauffeurs, éléments indispensables des possibilités futures d'optimisation du cycle de transport.

4.1.2 Analyse et comparaison des techniques de conduite au moyen des données cumulées (moyennes)

Examinons maintenant, d'une manière condensée, la comparaison des techniques de conduite des 35 chauffeurs en se basant sur les valeurs moyennes. Le tableau 2 donne une idée sur certaines variables enregistrées ou calculées pour chacun des 35 chauffeurs sur la première section longue de 32 km. On peut voir que la vitesse moyenne selon le chauffeur varie de 60 km/h à 79 km/h. La puissance utilisée varie de 135 à 219 kW, c'est-à-dire plus de 1,5 fois. La consommation exprimée en L/100 km varie de 45,6 à 61. Exprimée en pourcentage, cela donne 25% de différence. Ainsi, toutes autres choses étant égales, la différence de consommation entre les chauffeurs n°26 et n°35 est exclusivement due à leur technique de conduite.

Ces différences prouvent que les chauffeurs influencent énormément la productivité et les coûts d'une entreprise de transport. Ils doivent être aidés grâce à une formation continue accompagnée d'incitatifs.

Ce rapport comporte en outre une classification des chauffeurs, une étude de corrélations des diverses variables et un établissement d'un coefficient de la qualité de conduite et quelques conseils aux chauffeurs concernant une conduite économique. La première partie examine certains résultats obtenus lors des essais au sud de Mont-Laurier, et la deuxième explique en détail ce que les chauffeurs doivent faire pour améliorer la technique de conduite.

Tableau 2 Totaux et moyennes des variables utilisées (enregistrées et calculées) sur la première portion de la route de 32 km de long, pour les 35 chauffeurs

n° de chauffeur	distance totale (m)	temps total (s)	vitesse de rot. moyenne (tr/min)	taux de consommation (mL/m)	taux de consommation (mL/tr)	dépression de l'accélérateur (I)	couple moyen	puissance moyenne positive	puissance moyenne négative
1	32245.3	1593.3	1632	0.532	0.396	42.820	980.7	183.34	-31.49
2	32281	1580.5	1581	0.538	0.417	48.452	959.2	191.27	-33.26
3	32320.9	1940.8	1597	0.497	0.311	33.020	911.8	134.23	-31.11
4	32152.3	1586.5	1653	0.582	0.428	46.429	1092.3	218.61	-35.49
5	32257	1637.7	1693	0.561	0.391	41.927	977	178.83	-36.94
6	32266.8	1776.8	1566	0.558	0.389	44.542	1018.6	177.25	-33.45
7	32249.4	1587.4	1699	0.582	0.418	43.647	*949.1	*177.82	*-36.02
8	32016	1738.6	1810	0.589	0.360	40.635	*949.1	*177.82	*-36.02
9	32388.4	1557.2	1670	0.556	0.416	59.358	*949.1	*177.82	*-36.02
10	32345.4	1692.3	1624	0.524	0.370	41.898	*949.1	*177.82	*-36.02
11	32367.9	1936.9	1438	0.500	0.349	35.109	*949.1	*177.82	*-36.02
12	32326.8	1760.4	1465	0.518	0.390	40.198	*949.1	*177.82	*-36.02
13	32274.6	1526.3	1578	0.486	0.391	39.585	*949.1	*177.82	*-36.02
14	32327.4	1532.5	1712	0.533	0.394	41.658	939.4	185.53	-39.74
15	32325.4	1653.9	1548	0.533	0.404	41.192	986	177.88	-31.89
16	32348.1	1808.2	1675	0.551	0.353	47.496	1021	181.11	-39
17	32271.4	1508.2	1696	0.485	0.367	54.702	1087.9	199.18	-29.09
18	32343.2	1580.8	1630	0.550	0.414	42.811	*949.1	*177.82	*-36.02
19	32423.7	1607	1709	0.551	0.390	39.011	973	179.42	-40.23
20	32248.8	1867.6	1546	0.505	0.339	31.340	838.2	135.28	-41.7
21	32305.6	1566.8	1592	0.519	0.403	42.307	943	171.89	-33.95
22	32250.1	1589.5	1578	0.513	0.396	39.825	901.6	165.65	-30.58
23	32244.6	1604.3	1661	0.462	0.336	40.563	884.2	167.69	-34.52
24	32304	1514.5	1794	0.518	0.370	42.923	896.4	172.69	-40.5
25	32309	1545.2	1660	0.507	0.383	46.618	911.5	179.18	-38.57
26	32266.9	1550	1676	0.610	0.454	61.778	1108.4	208.98	-34.69
27	32402.5	1556	1657	0.557	0.420	45.457	988.1	193.46	-36.16
28	32315	1613	1721	0.557	0.389	47.047	936.3	164.97	-43.25
29	32200.9	1576.7	1591	0.539	0.415	48.804	973.9	189.01	-39.77
30	32258.2	1714.1	1647	0.533	0.366	42.739	862.2	166.13	-37.7
31	32275.4	1472.7	1762	0.522	0.390	45.051	913.4	189.82	-40.58
32	32282.5	1467	1634	0.528	0.426	48.648	954.7	195.31	-38.88
33	32269.8	1762.8	1605	0.496	0.340	35.861	821	164.12	-35.54
34	32286.7	1609.8	1671	0.518	0.373	40.873	928.9	*177.82	*-36.02
35	32245.6	1635	1499	0.456	0.360	33.732	817	152.49	-28.57

NOTE: Les valeurs précédées par une astérisque (*) représentent des valeurs manquantes qui ont été remplacées par les moyennes des valeurs existantes.

4.2 Étude des relations entre les diverses combinaisons du train roulant de la remorque expérimentale et la consommation énergétique

Les essais qui devaient servir aux études de l'influence du train roulant sur la consommation énergétique ont été effectués sur deux routes dans la région de Chénéville. La masse totale de l'ensemble était sensiblement la même, les légères variations étant dues aux diverses composantes essayées, et dans ce cas on en tenait compte.

Le but de ces essais était

- d'étudier les lois du mouvement curviligne combiné avec les montées et les descentes, avec les freinages et avec les accélérations et décélérations, c'est-à-dire d'étudier les lois du mouvement général d'un ensemble articulé à plusieurs essieux;
- sur la base d'une théorie validée, de calculer les résistances à l'avancement dans les virages et sur les pentes avec différentes combinaisons des éléments du train roulant de la remorque;
- d'établir, au moyen des valeurs moyennes des mesures sur la route, les relations entre les diverses combinaisons des éléments du train roulant de la remorque et la consommation énergétique.

L'étude du mouvement général vient d'être mentionnée au paragraphe 2. L'analyse et les applications donnant des résultats concrets seront expliqués plus loin. Ici on parlera des relations entre les diverses combinaisons du train roulant de la remorque et la consommation énergétique.

On examinera d'abord les résultats des essais de comparaison entre l'ensemble avec la remorque équipée des pneus simples et la même remorque équipée des pneus jumelés.

Les différences obtenues par des essais à vitesse constante sur une portion de route droite et horizontale sont les suivantes:
6,2% en faveur des pneus simples sur route goudronnée
1,4% en faveur des pneus simples sur route en gravier.

Au Canada des législations provinciales régissent les charges et dimensions des véhicules pour protéger les ponts et les revêtements des routes. C'est ainsi qu'un grand écartement des essieux à l'arrière de la remorque permet des charges utiles plus importantes, de sorte qu'on est arrivé à des combinaisons qui provoquent dans les virages une usure prématurée des pneus et des jantes. Pour pallier cet inconvénient, on a permis que le premier essieu de la remorque puisse être relevable. Étant donné que le mécanisme est progressif et commandé de la cabine, les utilisateurs, pour éviter des problèmes, réglaient la course du levage de sorte que l'essieu touche à peine le sol. C'est cette solution artificielle qui prévaut aujourd'hui sur les routes.

Dans ce contrat on a donc proposé d'étudier la différence entre les essieux groupés et écartés d'un côté; et la combinaison d'un ou deux essieux autosuiveurs montés en avant et en arrière, de l'autre.

Les différences de consommation, essieux groupés contre essieux écartés, sur la route goudronnée, sont de 5,2, 4,3 et 3,9% pour des vitesses moyennes de 30, 45 et 60 km/h respectivement. La différence sur la route en gravier est de 2,6%, donc moindre qu'à la même vitesse sur la route goudronnée. Ces différences en faveur des essieux groupés, quoique appréciables, ne représentent pas le seul argument contre l'utilisation des essieux écartés, d'autres problèmes sont tout aussi importants dont la fatigue et l'usure prématurée du chassis et du train roulant de la remorque.

Pour essayer de satisfaire aux lois des charges et dimensions au Canada, on a examiné des combinaisons comportant d'abord un essieu autosuiveur monté en avant et ensuite un deuxième monté en arrière. L'analyse des résultats en ce qui concerne la consommation de carburant a démontré que les différences sont de l'ordre de 4% avec un seul essieu autosuiveur, de 8% avec deux essieux autosuiveurs sur la route goudronnée, et de l'ordre de 3,6% et 9,5% respectivement sur la route en gravier. Ces résultats en faveur des solutions avec des essieux autosuiveurs témoignent d'une réduction considérable des résistances latérales, et par conséquent des réductions des coûts des opérations.

Étant donné que le but de cette étude n'était pas d'examiner le fonctionnement de ces essieux à long terme ni d'examiner leur fatigue et leur durabilité, il serait souhaitable d'envisager d'autres études dans ce domaine. L'adoption des essieux autosuiveurs par les lois des charges et dimensions au Canada résoudrait non seulement les problèmes liés à la manoeuvrabilité mais réduirait sensiblement la consommation énergétique sur route et permettrait de garder les mêmes masses totales.

5. CALCULS DES RÉSISTANCES À L'AVANCEMENT DANS LES VIRAGES ET SUR LES PENTES AVEC DIFFÉRENTES COMBINAISONS DES ÉLÉMENTS DU TRAIN ROULANT DE LA REMORQUE

En se servant de la méthode théorique validée du calcul du mouvement dynamique d'un ensemble articulé à plusieurs essieux sur route, et des enregistrements obtenus lors des essais à Chénéville sur une route goudronnée et sur une route en gravier, on a pu simuler les virages et les côtes et établir les consommations énergétiques qui leur correspondent.

Les figures 18 et 19 donnent respectivement les puissances et les consommations en fonction des vitesses sur route pour différentes pentes verticales. Par exemple, à une vitesse constante de 5 m/s sur une pente de 3% et de 12%, les puissances sont respectivement de 95 kW et de 310 kW, et les consommations sont de 168 L/100 km et de 435 L/100 km. Comme on vient de le mentionner, les différences sont énormes. Cela prouve que les responsables de l'entretien et de construction de nouvelles routes doivent examiner jusqu'à quel point il est économique de réduire les pentes.

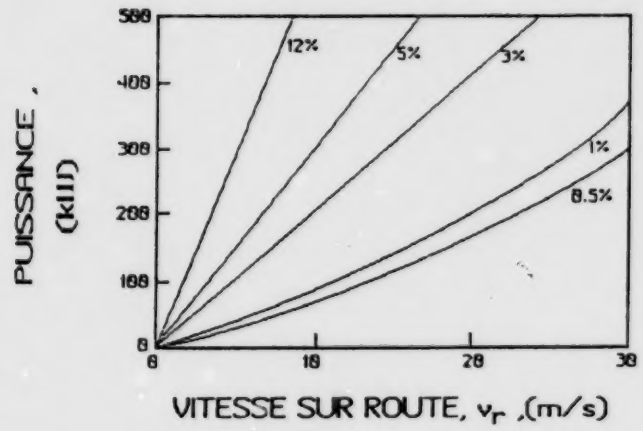


Figure 18 Puissance nécessaire pour vaincre les pentes et toutes les résistances à l'avancement en fonction de la vitesse sur route, pour différentes pentes: 4 essieux rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa

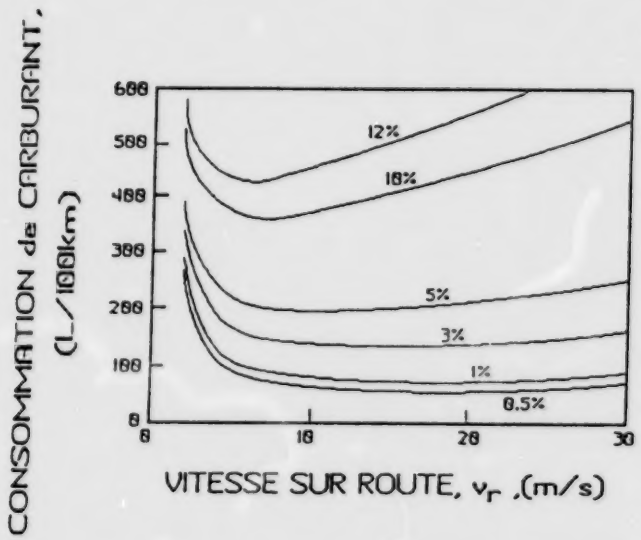


Figure 19 Consommation totale de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différentes pentes: 4 essieux rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa

Les figures 20 et 21 donnent respectivement les puissances et les consommations en L/100 km en fonction des vitesses sur route et pour différents rayons de courbure. On peut y voir que les courbures des virages ont une influence considérable sur la consommation de carburant. Il est également clair que ces résistances complémentaires introduisent une fatigue et une usure exagérées de tous les éléments du train roulant de l'ensemble.

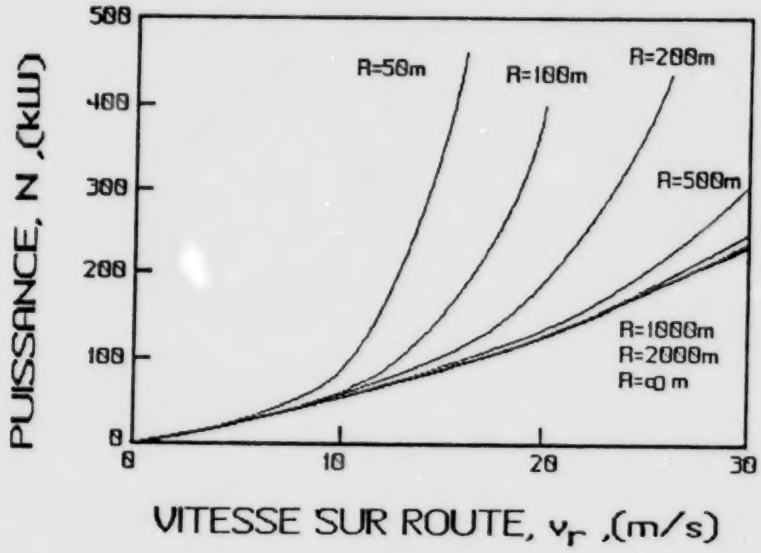


Figure 20 Puissance nécessaire pour vaincre les résistances à l'avancement en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure:
essieux groupés, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée

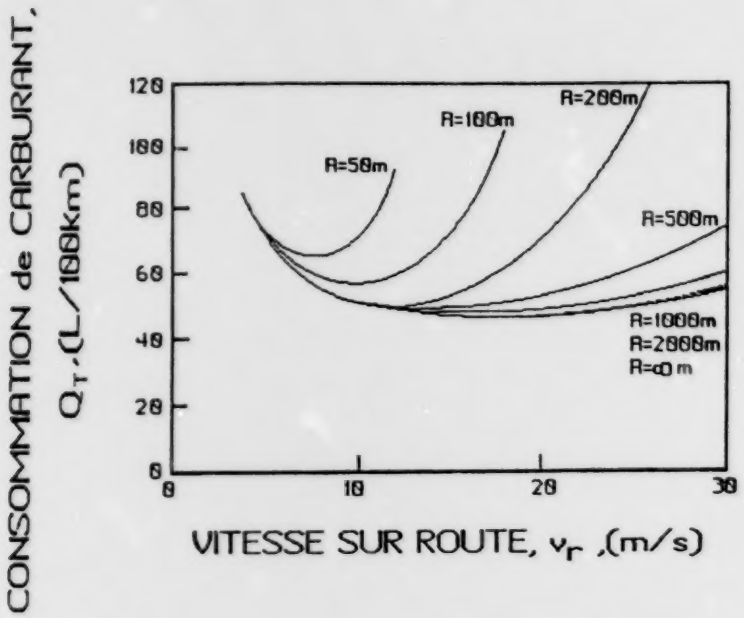


Figure 21 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux groupés, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée

Le tableau 3 résume quelques valeurs calculées pour deux combinaisons de vitesses et de rayons: 58 km/h et un rayon de 200 m, et 80 km/h et un rayon de 500 m. Ces deux combinaisons correspondent en moyenne aux situations dans la forêt et sur les routes provinciales. Le tableau donne des valeurs de consommation pour diverses combinaisons du train roulant de la remorque. Il est à noter qu'on a calculé beaucoup d'autres combinaisons qui ne sont pas indiquées ici, mais qui sont à la disposition des usagers.

Les différences relatives, dues au revêtement de la route, restent pratiquement les mêmes que ce soit avec 4 essieux rigides et écartés, ou avec 2 essieux rigides et 2 essieux autosuiveurs.

Ces différences énormes montrent, particulièrement dans le cas de l'industrie forestière, que des études doivent être faites pour déterminer jusqu'à quel point les surfaces et peut-être même les fondations des routes doivent être améliorées sans pour autant trop investir.

Il est intéressant de noter que si dans l'industrie forestière on utilisait sur le gravier la solution avec deux essieux autosuiveurs et les pneus simples, on aurait des consommations plus basses qu'avec des ensembles à 4 essieux rigides et écartés sur le goudron. La différence dans ce cas serait de 2,6% de moins. De plus, l'utilisation d'essieux autosuiveurs pourrait faciliter la conduite et réduire l'usure exagérée provoquée par le grand écartement des essieux.

Dans le cas général du transport sur les routes provinciales goudronnées on a une différence de consommation de 4,4% de moins avec un train roulant de la remorque équipé de deux essieux autosuiveurs et pneus jumelés par rapport aux 4 essieux rigides, groupés avec les mêmes pneus jumelés et sur les mêmes routes. Autrement dit, en utilisant un train roulant de la remorque avec deux essieux autosuiveurs non seulement on épargne du carburant par rapport à la solution de 4 essieux rigides et groupés mais aussi on évite certains problèmes de manoeuvre sur route. Par contre il faut toujours prévoir un espace assez grand pour permettre à l'opérateur d'enclencher le système de blocage des essieux autosuiveurs avant d'effectuer une marche arrière. Actuellement au Canada, les utilisateurs sur route paieraient le coût de 6,1% de plus en consommation de carburant dans les virages et un montant au moins aussi élevé pour l'usure exagérée des unités de transport à cause de l'utilisation des essieux rigides écartés. La question est de savoir s'il s'agit d'une solution économique pour satisfaire la législation sur les charges et dimensions.

Il pourrait alors être avantageux, dans le cas des remorques à essieux écartés, d'envisager l'installation d'essieux autosuiveurs.

Si de plus on utilisait des pneus simple à large bande de roulement, on pourrait réaliser une économie en carburant de l'ordre de 15% (valeur moyenne pour des trajets en charge et à vide)(1) et une économie comparable en ce qui concerne l'usure du véhicule.

Pour être sûr que les essieux autosuiveurs et les pneus à large bande de roulement sont une réponse aux problèmes actuels sur route, on doit d'abord vérifier que les suspensions sont compatibles avec cette nouvelle technologie. Par exemple, les suspensions indépendantes à air qui permettent une répartition uniforme de la charge sur les essieux, et qui sont contrôlées à partir de la cabine non seulement seraient une réponse possible aux problèmes que pose l'utilisation des essieux autosuiveurs et des pneus simples, mais également permettrait un meilleur contrôle de la charge utile et une meilleure marche à vide en dégonflant les chambres à air de la suspension.

Dans l'intérêt national on recommande ici de continuer l'étude d'application de ces nouvelles technologies et d'adapter les nouvelles lois des charges et dimensions sur route.

---

(1) La différence de consommation pour l'unité à vide a été estimée à partir d'essais antérieurs.

Tableau 3 Combinaisons du train roulant de la remorque qui ont été utilisées lors des essais avec indication de certaines valeurs de la consommation en L/100 km*

				(A)**	(B)***
4 Essieux rigides (écartés)	Route en goudron	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa		
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	61.12	56.35
	Route en gravier	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa	62.09	63.75
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	84.21	90.41
4 Essieux rigides (groupés)	Route en goudron	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa	49.16 47.35 44.50	47.17 45.04 42.08
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	57.49 55.29 51.02	55.68 52.80 48.32
	Route en gravier	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa		
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	81.17 75.47 75.10	94.06 84.99 84.95
3 Essieux rigides (écartés) et 1 essieu autosuiveur	Route en goudron	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa		
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	56.30	53.49
	Route en gravier	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa	58.62	61.65
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	76.98	85.92
2 Essieux rigides (écartés) et 2 essieux autosuiveur	Route en goudron	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa		
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	51.38	50.56
	Route en gravier	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa	55.15	59.64
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	69.62	81.34

* Les consommations sont obtenues par la méthode de calcul FERIC, qui utilise des coefficients calculés à partir des enregistrements sur route en tant que données d'entrée à la théorie classique du mouvement sur route d'un véhicule articulé à plusieurs essieux.

** (A) Une vitesse sur route de 16 m/s (58 km/h) et un rayon de courbure de 200 m.

*** (B) Une vitesse sur route de 22 m/s (80 km/h) et un rayon de courbure de 500 m.

6. SYNTHÈSE DE L'ÉTUDE DES INTERRELATIONS DANS LE CADRE DU SICMER

Le but principal de la présente étude était de trouver une méthode qui relierait les actions du conducteur sur la machine aux performances de celle-ci sur une route donnée, en tenant compte de l'environnement dans lequel ils opèrent.

Dans le chapitre 3 on a illustré les relations entre les éléments du SICMER, et dans le chapitre 4 on a étudié les liaisons entre ces éléments en se servant des enregistrements recueillis directement sur la route. Il est nécessaire de connaître les lois qui régissent ces liaisons pour établir une méthode d'étude du SICMER.

Ces liaisons ont été étudiées en détail dans le rapport. Pour illustrer la méthode d'étude du SICMER, on a déjà donné le nomogramme (voir figure 10) comportant toutes les relations obtenues soit par l'enregistrement des données, soit par calcul.

On peut suivre sur ce nomogramme les différents chemins ayant pour origine le point A pour lequel on connait la vitesse sur route et la demande dynamique.

En plaçant le point A dans le diagramme D.8, on déduit le ou les rapports de boite possibles qu'on peut utiliser ainsi que les pourcentages de dépression de l'accélérateur qui leur correspondent. À partir du rapport de boite, le diagramme D.10 permet de remonter à la vitesse du moteur et les diagrammes D.1, D.4 et D.5 permettent, en utilisant la dépression de l'accélérateur associée au rapport choisi, de déterminer respectivement le couple moteur, la puissance et la consommation spécifique. À partir des deux dernières valeurs on peut retrouver le taux de consommation horaire grâce au diagramme D.11, il suffit de choisir la courbe correspondant à la puissance lue sur D.4. Le second chemin issu de A permet de retrouver l'action du chauffeur sur l'accélérateur en utilisant D.10 pour déterminer la vitesse du moteur puis en passant à travers D.12, D.13, D.7 et D.6 successivement.

Enfin, un troisième chemin permet de déterminer le taux horaire de consommation à partir du diagramme caractéristique du moteur, D.3. On utilise à nouveau D.10 pour déterminer la vitesse du moteur, puis, dans l'ordre, D.12, D.3 et D.14. Ce chemin a l'avantage de ne pas faire intervenir le pourcentage de dépression de l'accélérateur lequel était nécessaire pour utiliser D.1, D.4 et D.5.

Il est intéressant de noter ici que tout chemin sur le nomogramme considéré peut être parcouru dans les deux sens moyennant la connaissance des données d'entrée adéquates. Ainsi, connaissant le choix du chauffeur en ce qui concerne la dépression de l'accélérateur, le rapport de boite et la vitesse du moteur, on peut déterminer d'une part le taux horaire de consommation en partant de D.6 et en utilisant successivement D.7, D.13, D.3 et D.14, d'autre part la vitesse sur route et la demande dynamique spécifique de la route à laquelle il a satisfait (ou il peut satisfaire) en utilisant les éléments D.6, D.7, D.13, D.12 et D.8.

Ainsi, ayant obtenu les lois pour un ensemble donné on peut fixer certains éléments et faire varier les autres en vue d'examiner l'influence que ces changements ont sur la consommation de carburant, l'utilisation de la puissance et la productivité.

En utilisant la méthode de calcul établie on a comparé l'influence des rapports de l'essieu arrière du camion expérimental sur la consommation de carburant en gardant la même conduite sur la route des essais, c'est-à-dire les mêmes vitesses, accélérations, freinage etc. Le tableau 4 donne la comparaison des consommations selon le rapport de l'essieu arrière. On peut y voir que si le chauffeur conduit de la même manière, sur une même route, avec le même ensemble, à la même vitesse et avec le même poids, les différences de consommations peuvent aller jusqu'à 2,5%. Cela prouve que les compagnies de transport peuvent améliorer les consommations de carburant si une étude préalable du choix du rapport de l'essieu arrière est faite en fonction des conditions de service, d'autant plus que ce choix n'affecte pas le prix du camion.

Tableau 4 Consommations de carburant en fonction des rapports de l'essieu arrière avec le camion expérimental de FERIC sur la route entre Chénéville et Montpellier (6,6 km de long)

Rapport d'essieu arrière	Section				% de différence
	1-900 m	900-1500 m	1500-5000 m	1-6600 m	
	mL	mL	mL	mL	
5,29	545	648	3033	5432,9	2,95
4,78	534,94	643	3003,13	5371,08	1,83
4,63	527.5	640	3011,23	5360	1,63
4,33	515	636	2960,44	5272,61	-
4,11	529,75	643,84	2952	5287,49	0,28
3,93	543	648	2978	5349	1,43
3,73	544	651	3009	5402	2,39

Étant donné le grand choix des boîtes de vitesses dans chaque modèle de camion, très souvent celles-ci ne sont pas bien adaptées aux conditions de service et surtout au profil des routes utilisées.

La méthode développée dans le cadre de l'étude du SICMER a permis d'étudier l'influence de trois boites de vitesses sur la consommation de carburant. Ici on suppose que les caractéristiques de la machine et de la route sont invariables à l'exception de la boite de vitesses. De plus on suppose que la même vitesse sur route a été maintenue pour les différents voyages. Cela veut dire que le temps, la distance et la vitesse restent identiques pour les différentes boites étudiées. En outre, pour obtenir la même vitesse au même endroit sur la route, la puissance fournie doit être la même.

Le tableau 5 donne les consommations ainsi obtenues pour les boites de vitesses suivantes:

- boite à 8 rapports, boite de référence
- boite à 15 rapports, utilisée lors des essais antérieurs
- boite à 7 rapports.

Tableau 5 Consommations cumulées de carburant obtenues sur une distance de 6,6 km pour différentes boites de vitesses

Type de boite	Section				% de différence
	1-900 m	900-1500 m	1500-5000m	1-6600 m	
	mL	mL	mL	mL	
7 rapports	534	644	3032	5403	+0,6
15 rapports	514	635	2949	5258	-2,1
8 rapports	535	643	3003	5371	-
Boite à rapport infiniment variable	495	635	2875	5113	-4,8

La boite à 8 rapports est celle qui a été utilisée dans le camion expérimental de FERIC et qui sert de base de comparaison. Les différences en consommation de carburant sont 2,1% de moins avec celle à 15 rapports et 0,6% de plus avec celle à 7 rapports.

La figure 22 donne les rapports utilisés sur une section de la route entre 4500 et 6000 m. On y voit qu'avec la boite à 15 rapports, on en change plus fréquemment et qu'en général ils sont plus bas. De cette façon on essaye de compenser le rapport élevé de l'essieu arrière et de se rapprocher de la valeur 4.33 de ce rapport pour laquelle on a trouvé la meilleure consommation.

On a finalement étudié le cas hypothétique d'une boite de vitesses à rapport infiniment variable qui permettrait de choisir les vitesses du moteur correspondant au minimum de consommation spécifique pour chaque dépression d'accélérateur.

On suppose ici que seule la boite de vitesses est différente, donc la machine, la route, la vitesse et l'accélération sont les mêmes.

Le tableau 5 donne en outre des consommations pour une boite à rapport infiniment variable. On peut y voir qu'il y a une différence de consommation de 4,86% par rapport à celle obtenue avec une boite à 8 rapports. Cette différence est considérable puisque l'on garde les mêmes performances sur route. En outre, si la boite et le choix des vitesses du moteur sont automatiques cela permettra d'obtenir une utilisation optimale du moteur quelle que soit la position de l'accélérateur.

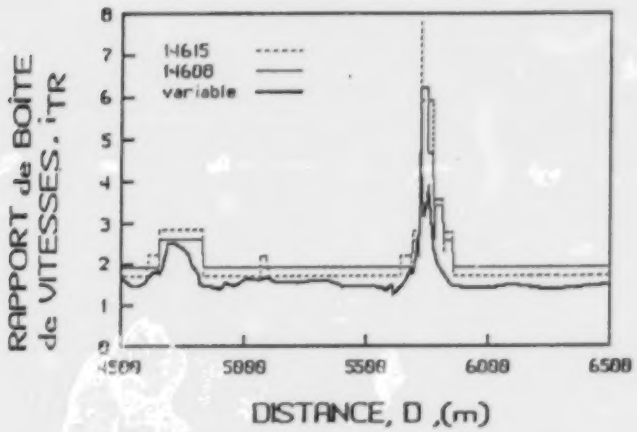


Figure 22 Rapports de boite utilisés pour les boites de vitesses à 8 et 15 rapports et la boite à rapport variable (section de route de 4500 à 6500 m)

On recommande ici d'examiner cette solution qui est l'une des plus prometteuses.

Les quelques exemples qui viennent d'être présentés illustrent les possibilités d'application de la méthode élaborée à partir de l'étude des relations du SICMER. Bien qu'au cours de ces exemples on n'ait envisagé que la substitution de composantes "simples" du camion, à savoir le rapport de l'essieu arrière et ceux de la boite de vitesses, la méthode permet d'analyser la variation d'éléments plus complexes. Il suffit dans chaque cas de déterminer les valeurs que prennent les paramètres que l'on fait varier et d'utiliser la partie correspondante du programme de calcul. À l'avenir cette méthode servira de base à l'établissement d'un modèle de simulation ou d'optimisation du cycle de transport comportant d'autres éléments nécessaires.

7. CONCLUSION

Les résultats de cette étude confirment l'exactitude du système qu'on a établi. Il intègre les théories et les méthodes développées depuis quelques années ainsi que les résultats d'essais entrepris durant cette période dans le cadre de la recherche sur le transport à FERIC.

Les résultats originaux dépassent les espérances et le but fixé au départ. En effet, ils ouvrent de nouveaux horizons dans le domaine complexe de la liaison entre les divers éléments d'un ensemble de transport. De plus, ils indiquent des moyens d'amélioration en ce qui concerne les économies d'énergie, l'usure des machines et l'amélioration de leurs performances.

D'après les résultats obtenus, on recommande ici:

- D'étudier l'application des essieux autosuiveurs sur les routes canadiennes en ce qui concerne la durabilité du revêtement routier, la sécurité routière, la manoeuvrabilité des ensembles routiers et la durabilité des composantes.
- D'analyser la possibilité d'utilisation de ces essieux en gardant les mêmes écartements et les mêmes poids totaux, et en supprimant le levage du premier des quatre essieux de la remorque.
- De poursuivre les études en vue de concevoir un modèle universel de simulation ou d'optimisation du cycle de transport.
- De poursuivre le développement des aides à la conduite économique des chauffeurs.
- D'étudier l'introduction d'une boite de vitesses à rapport infiniment variable avec un choix automatique (électronique) des vitesses du moteur correspondant aux consommations de carburant minimum.
- De créer un projet de dissémination des résultats exposés dans ce rapport.

L'étude du SICMER pourra servir, à l'avenir, de base de départ de la conception d'un modèle universel de simulation d'un véhicule sur route. Combiné avec des données obtenues soit sur une route existante, avec le camion expérimental FERIC, soit à partir d'une banque de données déjà enregistrées, le modèle pourra simuler ou optimiser le SICMER sur une base réaliste et fiable.

TABLE DES MATIÈRES

INTRODUCTION 1

1. REVUE DES TRAVAUX RELATIFS À LA CONSOMMATION D'ÉNERGIE DES VÉHICULES ROUTIERS 2

2. PRÉSENTATION DU SYSTÈME D'INTERACTION CHAUFFEUR - MACHINE - ENVIRONNEMENT - ROUTE (SICMER) 9

2.1 Examen général du SICMER 10

2.1.1 Le chauffeur 10
2.1.2 La machine 11
2.1.3 La route 11
2.1.4 L'environnement 11

2.2 Méthodes développées par FERIC pour examiner le SICMER 11

3. ÉQUIPEMENT, INFRASTRUCTURE ET MÉTHODOLOGIE 15

3.1 Description des données requises 15

3.1.1 Le chauffeur 15
3.1.2 Le véhicule 16
3.1.3 Étude de la route 16
3.1.4 Étude de l'environnement atmosphérique 16

3.2 Équipement et infrastructure utilisés 17

3.2.1 Le camion tracteur 17
3.2.2 La remorque 17
3.2.3 Les routes d'essais 18
3.2.4 Le système d'acquisition des données 19

3.2.4.1 Critères de sélection des capteurs 20
3.2.4.2 Unité d'acquisition des données 22
3.2.4.3 Capteurs associés à l'évaluation du chauffeur 22
3.2.4.4 Capteurs associés à l'évaluation du véhicule 23
3.2.4.5 Capteurs associés à l'évaluation des conditions atmosphériques 25
3.2.4.6 Capteurs associés à l'évaluation de la route 25

3.2.5 Modifications apportées au matériel expérimental pour étudier les trains de roulement des remorques 26

Table des matières (suite)

3.2.5.1 Description du second véhicule de recherche 26

3.2.5.1.1 Le camion tracteur 27
3.2.5.1.2 La remorque 27
3.2.5.1.3 Améliorations apportées au système de mesure 29

3.2.6 Routes d'essais: évaluation de la résistance latérale 29

3.2.6.1 Route asphaltée 29
3.2.6.2 Route en gravier 30

3.3 Méthodologie expérimentale 31

3.3.1 Méthodologie développée pour la première série d'essais: étude des techniques de conduite 32

3.3.2 Méthodologie appliquée à la seconde série d'essais 34

3.3.2.1 Étalonnages 34
3.3.2.2 Procédure d'essais: résistances latérales 35

3.3.2.2.1 Conditions atmosphériques 35
3.3.2.2.2 Le véhicule 35
3.3.2.2.3 Le chauffeur 36

3.3.2.3 Essais du dispositif d'aide aux chauffeurs 37

4. ÉTUDE DES LIAISONS ENTRE LES COMPOSANTES DE LA MACHINE DANS LE CADRE DU SICMER 39

4.1 Établissement des relations à partir des données enregistrées 39
4.2 Exemples d'utilisation des relations obtenues à partir des données enregistrées sur la route et comparaison avec des résultats réels 52

4.2.1 Exemple 1 53
4.2.2 Exemple 2 56
4.2.3 Exemple 3 60
4.2.4 Exemple 4 64

5. ÉTUDE DYNAMIQUE DU BILAN DES FORCES AU CONTACT DES ROUES MOTRICES AVEC LE SOL 71

5.1 Bilan et équilibre dynamique des forces 71
5.2 Exemple d'application du bilan des forces et des facteurs 75

5.2.1 Présentation générale 75
5.2.2 Étude de cas ponctuels 78

Table des matières (suite)

5.2.2.1 Exemple 1 78
5.2.2.2 Exemple 2 79
5.2.2.3 Exemple 3 81
5.2.2.4 Exemple 4 82

6. INFLUENCE DE LA CONFIGURATION DU TRAIN DE ROULEMENT DES REMORQUES SUR LA CONSOMMATION DE CARBURANT 85

6.1 Consommation de carburant en fonction des pneus utilisés 85

6.1.1 Équipement expérimental 86
6.1.2 Méthodologie 87
6.1.3 Résultats 88

6.1.3.1 Pression de gonflage optimale des pneus 88
6.1.3.2 Consommation de carburant: essais sur gravier 88
6.1.3.3 Consommation de carburant: essais sur route asphaltée 89
6.1.3.4 Comparaison des pneus sur piste contrôlée 89

6.1.4 Discussion 90
6.1.5 Conclusions 93

6.2 Consommation de carburant en fonction de l'écartement des essieux 93

6.2.1 Équipement expérimental 94
6.2.2 Méthodologie 95
6.2.3 Résultats 95

6.2.3.1 Consommation de carburant: essais sur gravier 95
6.2.3.2 Consommation de carburant: essais sur asphalte 96

6.2.4 Discussion 96
6.2.5 Conclusions 98

6.3 Consommation de carburant selon le modèle d'essieu utilisé 98

6.3.1 Équipement expérimental 99
6.3.2 Méthodologie 100
6.3.3 Résultats 101

6.3.3.1 Consommation de carburant: essais sur gravier 101
6.3.3.2 Consommation de carburant: essais sur asphalte 101

6.3.4 Discussion 102
6.3.5 Conclusions 105

Table des matières (suite)

7. ÉTUDE DES RELATIONS ENTRE LE CHAUFFEUR, LA MACHINE ET LA ROUTE 106

7.1 Analyse de la dynamique du système conducteur-machine-route 106

7.1.1 Analyse ponctuelle et comparative du style de conduite de quelques chauffeurs 106
7.1.2 Application du calcul des forces à l'analyse du style de conduite 125

7.2 Analyse et comparaison des techniques de conduite 129

7.2.1 Considérations générales 129
7.2.2 Discussion sur les valeurs moyennes obtenues avec les 35 chauffeurs qui ont participé aux essais 130

7.2.2.1 Résultats obtenus sur la première portion de la route longue de 32 km 130
7.2.2.2 Résultats obtenus sur la deuxième portion de la route longue de 54 km 136

7.2.3 Classement des chauffeurs, corrélation des variables enregistrées (calculées) et méthode de comparaison 140

8. INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS, ET INSTRUMENTS D'AIDE À LA CONDUITE 150

8.1 Consommation spécifique et qualité de conduite 150
8.2 Instruments d'aide à la conduite 151
8.3 Méthodes de détermination indirecte du couple 153

9. GUIDE PRATIQUE D'UNE CONDUITE ÉCONOMIQUE 157

9.1 Comparaison de la technique de conduite de différents chauffeurs 157
9.2 Utilisation du moteur dans sa plage de fonctionnement optimale 160
9.3 Comportement à adopter selon la situation sur route 163

9.3.1 Méthodes d'accélération 163
9.3.2 Méthodes de décélération 165

9.4 Considérations générales sur la conduite des véhicules lourds 167
9.5 Conclusion 169

10. MOUVEMENT GÉNÉRAL D'UN VÉHICULE SUR ROUTE 170

10.1 Mouvement d'un véhicule articulé à plusieurs essieux sur une route droite et horizontale 170
10.2 Mouvement d'un véhicule articulé à plusieurs essieux sur une route droite et inclinée 171
10.3 Mouvement d'un véhicule articulé à plusieurs essieux sur une portion de route courbe et horizontale 175

10.3.1 Comparaison des consommations de carburant et des puissances utilisées entre la remorque à 4 essieux rigides groupés et 4 essieux rigides écartés 177
10.3.2 Comparaison des consommations de carburant et des puissances utilisées, entre la remorque à 4 essieux rigides écartés, à 3 essieux rigides écartés et 1 essieu autosuiveur, et à 2 essieux rigides écartés et 2 essieux autosuiveurs 186
10.3.3 Étude analytique de cas particuliers 194

11. SYNTHÈSE DE L'ÉTUDE DES INTERRELATIONS DANS LE CADRE DU SICMER 200

11.1 Exemple d'utilisation de la méthode FERIC d'étude du SICMER en faisant varier le rapport de l'essieu arrière du camion expérimental 205
11.2 Exemple d'utilisation de la méthode FERIC d'étude du SICMER en faisant varier les boites de vitesses 208
11.3 Exemple d'utilisation de la méthode FERIC d'étude du SICMER en simulant une boite de vitesses à rapport infiniment variable 211

12. CONCLUSION 212

BIBLIOGRAPHIE 216

ANNEXE A - EXTRAITS DES FICHIERS RELATIFS AUX QUATRE EXEMPLES SUR LA ROUTE DE CHÉNEVILLE-MONTPELLIER A-1

ANNEXE B - ÉTUDE DU MOUVEMENT D'UN VÉHICULE ARTICULÉ À PLUSIEURS ESSIEUX B-1

B.1 DÉTERMINATION DES FORCES ET DES FACTEURS DANS LES SECTIONS DROITES B-1

B.1.1 Principales forces qui agissent sur le véhicule B-1
B.1.2 Équilibre du système B-2
B.1.3 Calcul des forces B-3

B.1.3.1 Force développée ou absorbée par le moteur B-3
B.1.3.2 Force due à la gravité sur une pente B-5
B.1.3.3 Force d'inertie B-5
B.1.3.4 Détermination de la résistance totale au roulement B-7

B.1.3.4.1 La résistance de l'air B-7
B.1.3.4.2 La résistance au roulement due au contact des pneumatiques avec le sol B-12
B.1.3.4.3 Détermination des pertes dans le système propulsif B-15

B.1.3.5 Étude du mouvement dans le cas des essais de décélération B-18

B.1.3.5.1 Décélération en roue libre avec camion surélevé B-18
B.1.3.5.2 Décélération en roue libre au sol B-27

B.1.3.6 Étude du mouvement dans le cas des essais à vitesse constante B-33

B.1.3.6.1 Essais à vitesse constante sur dynamomètre B-34
B.1.3.6.2 Essais à vitesse constante sur route B-35

B.1.3.7 Étude du mouvement du véhicule en accélération B-39

B.1.4 Détermination des facteurs B-40

B.2 THÉORIE FONDAMENTALE DU MOUVEMENT GÉNÉRAL (SECTIONS COURBES) D'UN VÉHICULE ARTICULÉ À PLUSIEURS ESSIEUX: CONSIDÉRATIONS CINÉMATIQUES B-43

B.3 THÉORIE FONDAMENTALE DU MOUVEMENT GÉNÉRAL (SECTIONS COURBES) D'UN VÉHICULE ARTICULÉ À PLUSIEURS ESSIEUX: CONSIDÉRATIONS DYNAMIQUES B-50

B.3.1 Équilibre des forces agissant sur une roue B-50

B.3.2 Équilibre des forces et des moments qui agissent sur un véhicule en mouvement B-58

ANNEXE C - DÉTERMINATION EMPIRIQUE D'UN FACTEUR D'USURE C-1

ANNEXE D - DÉFINITIONS DES SYMBOLES D-1

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1	Réseau de courbes d'iso-consommation d'un moteur diesel dans le diagramme puissance-régime	5
Figure 1.2	Optimum de consommation, lieu des maxima de débits injectés	6
Figure 2.1	Examen général du SICMER	10
Figure 2.2	Le modèle d'analyse du SICMER par la SMR	12
Figure 2.3	Cheminement de l'information dans le cadre du SICMER	14
Figure 3.1	Tracteur utilisé lors de l'évaluation des techniques de conduite	17
Figure 3.2	Remorque utilisée lors de l'évaluation des techniques de conduite	18
Figure 3.3	Circuit d'essai utilisé pour la comparaison des techniques de conduite	19
Figure 3.4	Schéma du système d'acquisition des données	21
Figure 3.5	Tracteur utilisé lors des essais d'évaluation des trains de roulement des remorques	27
Figure 3.6	Remorque utilisée lors d'essais d'évaluation des trains de roulement des remorques	27
Figure 3.7	Schéma de construction d'un essieu autosuiveur	28
Figure 3.8	Profils horizontal et vertical de la route asphaltée empruntée pour les essais de comparaison de trains de roulement des remorques	30
Figure 3.9	Profils horizontal et vertical de la route de gravier empruntée pour les essais de comparaison de trains de roulement des remorques	31
Figure 3.10	Description des différents trains de roulement des remorques étudiés	38
Figure 4.1	Schéma du montage du couplemètre dans la chaine cinématique du camion expérimental	40
Figure 4.2	Couples mesurés au couplemètre et ramenés au moteur en fonction de la vitesse de rotation du moteur	41
Figure 4.3	Puissances mesurées au couplemètre et ramenées au moteur en fonction de la vitesse de rotation du moteur	42

Figure 4.4 Couple M_{CMM} donné par le constructeur comparé au couple mesuré au couplemètre et ramené au moteur 43

Figure 4.5 Consommation spécifique en fonction de la vitesse de rotation du moteur Cummins Formula 350 NTC (III) pour les différentes isopédales 44

Figure 4.6 Liaison entre la dépression de l'accélérateur π et le déplacement de la crémaillère de la pompe d'injection q 45

Figure 4.7 Liaison entre la dépression de l'accélérateur π et le déplacement de la crémaillère de la pompe d'injection q avec action du régulateur 45

Figure 4.8 Liaison entre la crémaillère, la vitesse de rotation du moteur et le couple à la sortie du moteur 46

Figure 4.9 Consommation spécifique en fonction de la vitesse de rotation du moteur Caterpillar 3406B pour les différentes dépressions constantes de l'accélérateur 47

Figure 4.10 Relation entre le couple et la consommation du moteur Caterpillar 3406B pour une vitesse de rotation de 800 à 1300 tr/min 48

Figure 4.11 Relation entre le couple et la consommation du moteur Caterpillar 3406B pour une vitesse de rotation de 1300 à 1500 tr/min 48

Figure 4.12 Relation entre le couple et la consommation du moteur Caterpillar 3406B pour une vitesse de rotation de 1500 à 1700 tr/min 49

Figure 4.13 Relation entre le couple et la consommation du moteur Caterpillar 3406B pour une vitesse de rotation de 1700 à 2000 tr/min 49

Figure 4.14 Diagramme du facteur dynamique en fonction de la vitesse sur route à travers tous les rapports de la boite de vitesses 51

Figure 4.15 Portion de la route Montpellier-Chénéville utilisée pour les essais 52

Figure 4.16 Position du point A dans le plan "dépression de l'accélérateur; déplacement de la crémaillère" 53

Figure 4.17 Position du point A dans le plan "déplacement de la crémaillère; rapport du moment du couple à la vitesse de rotation du moteur" 54

Figure 4.18 Position du point A dans le plan "moment du couple au moteur; taux de consommation par tour" 54

Figure 4.19 Position du point A dans le plan "vitesse de rotation du moteur; consommation spécifique" 55

Figure 4.20 Position du point A dans le plan "vitesse; facteur dynamique" 56

Figure 4.21 Position du point B dans le plan "dépression de l'accélérateur; déplacement de la crémaillère" 57

Figure 4.22 Position du point B dans le plan "déplacement de la crémaillère; rapport du moment du couple à la vitesse de rotation du moteur" 57

Figure 4.23 Position du point B dans le plan "moment du couple au moteur; taux de consommation par tour" 58

Figure 4.24 Position du point B dans le plan "vitesse de rotation du moteur; consommation spécifique" 59

Figure 4.25 Position du point B dans le plan "vitesse; facteur dynamique" 60

Figure 4.26 Position du point C dans le plan "dépression de l'accélérateur; déplacement de la crémaillère" 61

Figure 4.27 Position du point C dans le plan "déplacement de la crémaillère; rapport du moment du couple à la vitesse de rotation du moteur" 62

Figure 4.28 Position du point C dans le plan "moment du couple au moteur; taux de consommation par tour" 62

Figure 4.29 Position du point C dans le plan "vitesse de rotation du moteur; consommation spécifique" 63

Figure 4.30 Position du point C dans le plan "vitesse; facteur dynamique" 64

Figure 4.31 Position du point D dans le plan "dépression de l'accélérateur; déplacement de la crémaillère" 65

Figure 4.32 Position du point D dans le plan "dépression de l'accélérateur; déplacement de la crémaillère" par rapport au nuage obtenu pour 1200 tr/min 65

Figure 4.33 Position du point D dans le plan "dépression de l'accélérateur; déplacement de la crémaillère" par rapport au nuage obtenu pour 1300 tr/min 66

Figure 4.34 Position du point D dans le plan "déplacement de la crémaillère; rapport du moment du couple à la vitesse de rotation du moteur" 66

Figure 4.35 Position du point D dans le plan "déplacement de la crémaillère; rapport du moment du couple à la vitesse de rotation du moteur" par rapport au nuage obtenu pour 1200 tr/min 67

Figure 4.36	Position du point D dans le plan "moment du couple au moteur; taux de consommation par tour"	68
Figure 4.37	Position du point D dans le plan "vitesse de rotation du moteur; consommation spécifique"	69
Figure 4.38	Position du point D dans le plan "vitesse; facteur dynamique"	69
Figure 5.1	Représentation schématique de l'équilibre des forces agissant sur un véhicule routier	72
Figure 5.2	Diagramme du profil vertical dynamique sur la route d'essai entre 1562,5 et 2062,5 m	76
Figure 5.3	Diagramme du facteur dynamique f_{Dk} en fonction de la vitesse sur route	76
Figure 5.4	Exemple d'équilibre des facteurs dynamiques en cas de traction, en montée et en décélération	78
Figure 5.5	Exemple d'équilibre des facteurs dynamiques en cas de changement de rapport c'est-à-dire moteur séparé de la chaine cinématique	80
Figure 5.6	Exemple d'équilibre des facteurs dynamiques en cas de traction, descente et accélération	81
Figure 5.7	Exemple d'équilibre des facteurs dynamiques en cas de poussée (frein moteur), descente, décélération et freinage	83
Figure 6.1	Schéma de la remorque utilisée lors des essais de comparaison de pneus	87
Figure 6.2	Disposition des essieux selon les deux configurations étudiées	94
Figure 6.3	Disposition des essieux autosuiveurs pour les deux configurations étudiées	100
Figure 6.4	Position du centre de rotation de la remorque lorsqu'elle est munie de 4 essieux rigides	103
Figure 6.5	Position du centre de rotation de la remorque munie de 3 essieux rigides et 1 essieu autosuiveur	104
Figure 6.6	Position du centre de rotation de la remorque munie de 2 essieux rigides et 2 essieux autosuiveurs	104
Figure 7.1	Profil horizontal et vertical de la section "Ile Longue" de la route	106
Figure 7.2	Rapports de la boite de vitesses pour le chauffeur n°20	107

Figure 7.3	Diagramme de la vitesse sur route en fonction de la distance pour le chauffeur n°20	108
Figure 7.4	Diagramme de la dépression de la pédale d'accélérateur en fonction de la distance pour le chauffeur n°20	108
Figure 7.5	Diagramme de la déviation du volant de direction en fonction de la distance sur route pour le chauffeur n°20	109
Figure 7.6	Diagramme du facteur dynamique en fonction de la vitesse sur route pour le chauffeur n°20	110
Figure 7.7	Diagramme de changement des rapports entre A et F pour le chauffeur n°20	110
Figure 7.8	Diagramme de la consommation du carburant en fonction du couple au moteur entre A et F pour le chauffeur n°20	111
Figure 7.9	Diagramme de changement des rapports entre A' et F' pour le chauffeur n°20	112
Figure 7.10	Consommation du carburant en fonction du couple moteur entre A' et F' pour le chauffeur n°20	113
Figure 7.11	Profil horizontal et vertical de la section "Ile Longue"	114
Figure 7.12	Diagramme de changement de rapports pour le chauffeur n°17	115
Figure 7.13	Diagramme du facteur dynamique en fonction de la vitesse sur route pour le chauffeur n°17	115
Figure 7.14	Diagramme de la vitesse sur route en fonction de la distance pour le chauffeur n°17	116
Figure 7.15	Diagramme de la vitesse sur route en fonction de la distance pour le chauffeur n°35	117
Figure 7.16	Diagramme de changement de rapports par le chauffeur n°35	117
Figure 7.17	Diagramme de la consommation du carburant en fonction du couple au moteur pour le chauffeur n°35	118
Figure 7.18	Diagramme de la vitesse sur route en fonction de la distance pour le chauffeur n°26	119
Figure 7.19	Diagramme de changement des rapports pour le chauffeur n°26	119
Figure 7.20	Diagramme du facteur dynamique en fonction de la vitesse sur route pour le chauffeur n°26	120
Figure 7.21	Diagramme de la déviation du volant de direction en fonction de la distance pour le chauffeur n°26	121

Figure 7.22	Diagramme de la déviation du volant de direction en fonction de la distance pour le chauffeur n°32	121
Figure 7.23	Diagramme de la déviation du volant de direction en fonction de la distance pour le chauffeur n°35	122
Figure 7.24	Courbes de la force développée ou absorbée par le moteur, F_{DCMR}	126
Figure 7.25	Courbes des résistances générales au mouvement	127
Figure 7.26	Forces d'inertie créées lors du mouvement	127
Figure 7.27	Demande dynamique de la route pour les trois chauffeurs	128
Figure 7.28	Taux de consommation en fonction de la vitesse moyenne sur route pour la première section	149
Figure 8.1	Courbes isopédales de consommation spécifique	151
Figure 8.2	Instrument d'aide aux chauffeurs basé sur les courbes de consommation spécifique	152
Figure 8.3	Indicateur instantané du taux horaire de consommation et de la puissance utilisée à la sortie du moteur	152
Figure 8.4	Courbes du moment du couple a) mesuré au couplemètre; b) calculé à partir de la consommation	153
Figure 8.5	Courbes du moment du couple: a) mesuré au couplemètre après révision; b) calculé à partir de la consommation	154
Figure 8.6	Courbes du moment du couple: a) mesuré au couplemètre; b) calculé à partir de la pression de suralimentation	155
Figure 9.1	Dispersion de la productivité des chauffeurs	158
Figure 9.2	Profil du mouvement de l'accélérateur, du rapport de boite de vitesses et de la vitesse sur route pour les chauffeurs A et B	160
Figure 9.3	Carte typique de consommation de carburant en fonction de la puissance développée et de la vitesse du moteur	161
Figure 9.4	Consommation spécifique en fonction du régime du moteur et de la charge appliquée	162
Figure 9.5	Comparaison des modes d'accélération	165
Figure 9.6	Enchainement des manoeuvres de décélération	167
Figure 10.1	Équilibre dynamique des forces agissant sur un véhicule avançant sur une route droite et horizontale	171

Figure 10.2 Puissance nécessaire pour vaincre les pentes et toutes les résistances à l'avancement en fonction de la vitesse sur route pour différentes pentes: 4 essieux rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa 172

Figure 10.3 Consommation totale de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différentes pentes: 4 essieux rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa 173

Figure 10.4 Comparaison des pentes: A - courbe obtenue à l'aide du théodolite; B - courbe obtenue à partir des enregistrements sur route 176

Figure 10.5 Puissance nécessaire pour vaincre les résistances à l'avancement en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux groupés, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée 178

Figure 10.6 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux groupés, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée 179

Figure 10.7 Puissance nécessaire pour vaincre les résistances à l'avancement en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux écartés rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée 179

Figure 10.8 Taux horaire de consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux groupés rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée 180

Figure 10.9 Taux horaire de consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux écartés rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée 180

Figure 10.10 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux écartés rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée 181

Figure 10.11 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur roue pour différents rayons de courbure: essieux groupés rigides, pneus jumelés, gonflage 773 kPa, route goudronnée 182

Figure 10.12 Puissance nécessaire pour vaincre les résistances à l'avancement en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux groupés rigides, pneus simples, gonflage 633 kPa, route goudronnée 182

Figure 10.13 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux groupés rigides, pneus simples, gonflage 633 kPa, route goudronnée 183

Figure 10.14 Comparaison de la consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route entre les pneus jumelés et les pneus simples: essieux groupés rigides, route goudronnée, rayon de courbure de 200 m, trois gonflages différents 184

Figure 10.15 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur roue pour différents rayons de courbure: essieux groupés rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route en gravier 184

Figure 10.16 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route: esieux groupés rigides, pneus jumelés, route en gravier, rayon de courbure de 200 m, trois gonflages différents 185

Figure 10.17 Puissance demandée en fonctin de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: 3 essieux rigides, 1 essieu autosuiveur, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée 186

Figure 10.18 Taux horaire de consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: 3 essieux rigides, 1 essieu autosuiveur, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée 187

Figure 10.19 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: 3 essieux rigides, 1 essieu autosuiveur, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée 187

Figure 10.20 Puissance nécessaire pour vaincre les résistances à l'avancement en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: 2 essieux rigides, 2 essieux autosuiveurs, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée 188

Figure 10.21 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: 2 essieux rigides, 2 essieux autosuiveurs, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée 188

Figure 10.22 Déformation de la plateforme de la remorque équipée de quatre essieux rigides écartés dans un virage 189

Figure 10.23 Déformation de la plateforme de la remorque équipée de deux essieux rigides et de deux essieux autosuiveurs dans le même virage que celui de la figure 10.22 190

Figure 10.24 Comparaison des puissances nécessaires pour vaincre les résistances à l'avancement en fonctoin de la vitesse sur route selon la configuration des essieux avec: pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route en gravier, rayon de courbure de 200 m 191

Figure 10.25 Comparaison des consommations de carburant en fonction de la vitesse sur roue selon la configuration des essieux avec: pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route en gravier, rayon de courbure de 200 m 191

Figure 10.26 Comparaison des consommations de carburant en fonction de la vitesse sur route selon la configuration des essieux avec: pneus simples, gonflage 633 kPa, route en gravier, rayon de courbure de 200 m 192

Figure 10.27 Comparaison des consommations de carburant en fonction de la vitesse sur route selon le type de route avec: 3 essieux rigides, 1 essieu autosuiveur, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, rayon de courbure 200 m 193

Figure 10.28 Comparaison des consommations de carburant en fonction de la vitesse sur route selon le type de route avec: 2 essieux rigides, 2 essieux autosuiveurs, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, rayon de courbure 200 m 193

Figure 10.29 Comparaison des consommations de carburant en fonction de la vitesse sur route selon le type de pneus avec: 3 essieux rigides, 1 essieu autosuiveur, gonflage 633 kPa, route en gravier, rayon de courbure de 200 m 194

Figure 11.1 Nomogramme des relations chauffeur-machine-route 204

Figure 11.2 Consommation totale sur 6,6 km en fonction du rapport d'essieu arrière 208

Figure 11.3 Rapports de boite utilisés pour les boites de vitesses à 8 et 15 rapports et la boite à rapport variable (section de route de 4500 à 6500 m) 210

Figure B.1 Exemple d'équilibre des forces en cas de traction et de décélération en montée B-2

Figure B.2 Diagramme de transmission du couple aux roues B-3

Figure B.3 Influence relative de la température ambiante sur le coefficient ρ B-9

Figure B.4 Diagramme de composition de la vitesse sur route et de la vitesse du vent B-10

Figure B.5 Appareil de mesure de la direction et de la vitesse du vent B-10

Figure B.6 Décomposition du poids d'un véhicule sur une pente B-13

Figure B.7 Diagramme de détermination du moment d'inertie d'une roue B-19

Figure B.8 Nuage des points enregistrés lors d'essais de décélération en roue libre B-23

Figure B.9 Mouvement d'un véhicule articulé sur une trajectoire curviligne B-43

Figure B.10 Mouvement d'un véhicule articulé sur une trajectoire d'entrée dans le virage B-44

Figure B.11 Équilibre des forces agissant sur une roue en mouvement B-50

Figure B.12 Forces qui s'exercent sur un véhicule articulé à plusieurs essieux dans un virage B-59

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 Description des combinaisons de trains de roulement étudiés 37

Tableau 5.1 Récapitulation de quelques valeurs caractéristiques 84

Tableau 6.1 Comparaison de pneus sur gravier 88

Tableau 6.2 Comparaison de pneus sur asphalte 89

Tableau 6.3 Consommation de carburant en fonction de l'écartement des essieux sur gravier 95

Tableau 6.4 Consommation de carburant en fonction de l'écartement des essieux sur asphalte 96

Tableau 6.5 Consommation de carburant en fonction des modèles d'essieux sous la remorque: essais sur route en gravier 101

Tableau 6.6 Consommation de carburant en fonction des modèles d'essieux sous la remorque: essais sur route asphaltée 102

Tableau 7.1 Valeurs moyennes de certains résultats obtenus avec le chauffeur n°17 123

Tableau 7.2 Valeurs moyennes de certains résultats obtenus avec le chauffeur n°20 123

Tableau 7.3 Valeurs moyennes de certains résultats obtenus avec le chauffeur n°32 124

Tableau 7.4 Valeurs moyennes de certains résultats obtenus avec le chauffeur n°35 124

Tableau 7.5 Totaux et moyennes des variables utilisées (enregistrées et calculées) sur la première portion de la route de 32 km de long, pour les 35 chauffeurs 131

Tableau 7.5a Totaux et moyennes des variables utilisées (enregistrées et calculées) sur la première portion de la route de 32 km de long, pour les 35 chauffeurs 132

Tableau 7.6 Totaux et moyennes des variables utilisées (enregistrées et calculées) sur la deuxième portion de la route de 54 km de long, pour les 35 chauffeurs 136

Tableau 7.6a Totaux et moyennes des variables utilisées (enregistrées et calculées) sur la deuxième portion de la route de 54 km de long, pour les 35 chauffeurs 137

Tableau 7.7 Classification des chauffeurs sur la section de 32 km selon certaines variables enregistrées ou calculées 140

Tableau 7.7a Classification des chauffeurs sur la section de 32 km selon certaines variables enregistrées ou calculées 141

Tableau 7.8 Classification des chauffeurs sur la section de 54 km selon certaines variables enregistrées ou calculées 142

Tableau 7.8a Classification des chauffeurs sur la section de 54 km selon certaines variables enregistrées ou calculées 143

Tableau 7.9 Corrélations entre les variables les plus importantes enregistrées lors des essais des chauffeurs 144

Tableau 7.10 Indices de la qualité de conduite sur les deux portions utilisées 147

Tableau 9.1 Paramètres caractérisant le style de conduite des chauffeurs A et B 159

Tableau 9.2 Régime moteur lors des changements de rapport 164

Tableau 10.1 Comparaison des consommations de carburant selon le type de surface de roulement et le rayon de courbure: essieux groupés, pneus jumelés, vitesse de 16 m/s 185

Tableau 10.2 Combinaisons du train roulant de la remorque qui ont été utilisées lors des essais avec indication de certaines valeurs de la consommation en L/100 km 195

Tableau 11.1 Consommations de carburant en fonction des rapports de l'essieu arrière avec le camion expérimental de FERIC sur la route expérimentale 207

Tableau 11.2 Consommations cumulées de carburant obtenues sur une distance de 6,6 km pour différentes boites de vitesses 210

Tableau A.1 Extrait du fichier des données relatif au point A A-2

Tableau A.2 Moyennes et écarts-type de l'extrait relatif au point A A-2

Tableau A.3 Extrait du fichier des données relatif au point B A-3

Tableau A.4 Moyennes et écarts-type de l'extrait relatif au point B A-3

Tableau A.5 Extrait du fichier des données relatif au point C A-4

Tableau A.6 Moyennes et écarts-type de l'extrait relatif au point C A-4

Tableau A.7 Extrait du fichier des données relatif au point D A-5

Tableau A.8 Moyennes et écarts-type de l'extrait relatif au point D A-5

INTRODUCTION

Le présent rapport intitulé "La consommation d'énergie des véhicules routiers lourds: Mesure directe sur route des paramètres et étude de leurs interrelations." est la suite logique des travaux déjà mis en oeuvre par l'Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier (FERIC) en vue d'examiner, de quantifier et de relier les facteurs influençant la consommation énergétique et l'usure des machines.

En effet, dans le siècle du développement phénoménal de la technologie, le rendement global de nos machines roulantes se situe entre 20% et 30% de l'énergie potentielle utilisée sous forme de carburant. Cela prouve qu'il reste, dans l'intérêt national et international, énormément à faire pour améliorer les performances de nos moyens de transport, d'une part au niveau de la production, et d'autre part au niveau de l'utilisation. Bien entendu, l'amélioration du rendement des machines dépend en grande partie des améliorations au niveau des fabricants; mais là, elles progressent d'une manière timide et lente, car l'intérêt des fournisseurs est orienté plutôt vers les profits que vers la réduction des ventes.

Le côté utilisation des machines a été orienté pendant des années vers la productivité à tout prix, négligeant les coûts provenant de la consommation exagérée de carburant, de l'usure des machines et de la conduite orientée seulement vers la production. Toutes ces circonstances ont contribué à situer le coût du transport entre 30% et 50% du coût total de la production. Au Canada, pays immense dépendant énormément du transport routier, toute réduction de la consommation énergétique se traduit en une réduction du coût de transport donc du prix de revient. Comme on le sait, les qualités d'utilisation d'un ensemble routier dépendent non seulement de ses caractéristiques d'origine (le dessin, les composantes, l'assemblage, le cahier des charges, les matériaux utilisés, etc.), mais également de la façon dont il est exploité dans diverses conditions de service.

Pour pouvoir étudier l'utilisation d'un véhicule routier lourd du côté coûts directement en marche, on doit quantifier une multitude de variables, soit isolément, soit dans leurs interrelations ou interdépendances. Il s'agit ici d'un cas particulier de la science moderne traitant des relations entre l'homme, la machine, la route et l'environnement. Le problème que pose l'établissement de ces relations exige que chaque élément soit observé en liaison avec les autres. L'analyse de ce système, qu'on appelle SICMER (Système d'Interaction-Chauffeur-Machine-Environnement-Route) est la méthode empruntée pour notre étude.

Dans ce rapport on donne les lignes de base de l'étude de l'interaction entre l'homme, la machine, la route et l'environnement, la théorie et les méthodes établies et utilisées, les quantifications de consommation de carburant entre 35 chauffeurs différents, comparés avec le même véhicule et sur la même route, les quantifications des consommations de carburant en fonction de diverses combinaisons du train roulant de la remorque, des quantifications des consommations de carburant pour divers virages, pentes et surfaces de route. On expose également le principe de deux instruments d'aide à la conduite économique.

1. REVUE DES TRAVAUX RELATIFS À LA CONSOMMATION D'ÉNERGIE DES VÉHICULES ROUTIERS

Un dépouillement méticuleux de la documentation existante a permis de compiler des articles de plusieurs pays d'Europe, ainsi que d'Amérique du Nord, écrits pour attirer l'attention sur la nécessité d'améliorer le rendement des moteurs des véhicules de transport. Le facteur principal par lequel on mesure l'efficacité des moteurs est l'économie d'énergie - la sélection et l'utilisation de véhicules utilisant le moins possible de carburant aux 100 km, pour n'importe quel chargement, dans n'importe quelles conditions de conduite.

Dans un article récent (1987), Kimberley [16] estime qu'un quart de l'économie de carburant réalisable viendra des choix faits lors de la spécification du véhicule, et les trois quarts viendront de la façon dont le chauffeur maniera sa machine. "En outre, si nous faisons de l'économie d'énergie notre objectif premier, nous ramènerons du même coup la sécurité et le rendement de l'entretien au premier plan."

Cette déclaration signifie que, malgré 70 ans d'expérience dans le transport par véhicules à moteurs, des progrès considérables restent à faire pour atteindre l'objectif global, soit l'économie d'énergie optimale. Comment en sommes-nous arrivés là?

Avant la guerre de Yom Kippur et la crise de l'énergie qu'elle a déclenchée (menace de pénurie), les ingénieurs de l'automobile n'accordaient à l'économie d'énergie qu'une importance secondaire [9]. De plus, le choix des camions, la formation des chauffeurs, étaient orientés différemment: on s'attachait davantage à la vie utile du véhicule, à sa fiabilité, aux frais d'entretien, à sa sécurité sur route et à son aptitude à livrer à bon port les marchandises transportées.

Après 1973, stimulés par la hausse des prix du pétrole de 1971, les ingénieurs de l'automobile fournirent à l'industrie du transport sur route un certain nombre d'éléments destinés à diminuer les besoins en énergie des véhicules de transport. Parmi ces éléments, citons les bâches aérodynamiques, les pneus radiaux, et surtout les moteurs à différentiel de couple élevé, qui convertissent l'efficacité de combustion plus élevée en couple élevé à bas régime.

À mesure qu'on dotait les flottes de camions de ces éléments destinés à augmenter le rendement énergétique, l'économie de carburant espérée ne se réalisait pas toujours. Dans certains cas, la modeste économie d'énergie obtenue grâce aux bâches aérodynamiques donnait au chauffeur une certaine puissance de réserve, qu'il utilisait immédiatement en augmentant sa vitesse moyenne. C'est alors qu'en 1978, Cummins découvrit que sa série de moteurs BIG CAM E (pour économie) 14-L ne se révélait pas si économique qu'on l'aurait voulu si les chauffeurs ne tenaient pas compte de la technique de conduite recommandée [14]. Il devint de plus en plus évident que la réponse au problème d'économie d'énergie relevait de deux facteurs: le choix judicieux du véhicule et de ses éléments, et leur utilisation appropriée. Le chauffeur devint le joueur-clé. Les anciennes techniques de conduite ne convenaient plus; il fallait ré-orienter la formation des chauffeurs, et mettre en place un système de contrôle qui permette

d'identifier ou d'aider les chauffeurs qui ne satisfaisaient pas aux objectifs d'économie d'énergie.

Dès lors, les efforts d'amélioration du rendement énergétique de l'industrie du transport routier se scindèrent en deux directions. La première touchait les transporteurs inter-villes, qui empruntaient surtout les grandes autoroutes où ils pouvaient rouler à des vitesses élevées et constantes. Le moteur, la transmission, le rapport de l'essieu arrière et la dimension des pneus dictent en premier lieu le rapport de vitesse que le chauffeur doit sélectionner pour la vitesse sur route désirée. La consommation de carburant dépend énormément de la vitesse, par conséquent la tendance, surtout aux États-Unis, était de réduire la limite de vitesse de 60 miles/h et plus à 55 miles/h. Cela encouragea la mise au point et la commercialisation d'un certain nombre de dispositifs de contrôle de vitesse et d'enregistrement de la vitesse des camions, pour s'assurer que les chauffeurs se pliaient à ces règles ou à ces principes. Weiss, Ligon et autres [38] publièrent un rapport très complet sur l'expérience vécue aux États-Unis avec le concept du contrôle de la vitesse des véhicules commerciaux.

Les compagnies dont les chefs s'étaient engagés, avec la collaboration des chauffeurs, à respecter cet objectif de 55 miles/h signalèrent plusieurs avantages, qui contribuaient tous à une meilleure efficacité du transport. Parmi ces avantages, selon [38]:

- jusqu'à 10% d'économie de carburant,
- une diminution de 16% de l'usure des pneus,
- une augmentation de 12 à 20% de la vie du moteur,
- une diminution de 600 $ des frais de remise en état des moteurs,
- une diminution de 1100 $ des frais de rénovation des moteurs,
- une diminution des frais annuels courants d'entretien de 800 ou 900 $ par camion,
- une diminution de l'usure des garnitures et des tambours de freins, par là même une diminution du déséquilibre des freins et des risques de tête-à-queue.

Yarrow [40] a signalé en 1987 une expérience canadienne qui a confirmé l'économie réalisable sur l'entretien et la vie des éléments, et a, de plus, ajouté les avantages d'une diminution de 15% des primes d'assurance, ainsi qu'une réduction de la fatigue des chauffeurs.

Ces impressionnantes économies ne viennent pas d'elles-mêmes. Les chauffeurs sont gênés par les instruments qui leur enlèvent certains pouvoirs décisionnels quant à leur style de conduite. Ils se plaignent d'une perte de puissance de doublage, d'un manque de puissance de réserve pour les cas d'urgence, et de la diminution de la vitesse en côte (ils ne peuvent parvenir en haut des côtes). De plus, de nombreux chauffeurs des États-Unis sont payés au mile: on ne tient pas compte de la durée du voyage pour les rétribuer. Plus vite ils arrivent à destination, plus ils ont de temps pour eux-mêmes [38]. Le ressentiment des chauffeurs s'est manifesté par l'altération répandue des dispositifs de contrôle de vitesse et de la consommation de carburant, et ajoutait au travail et aux frais d'entretien.

Les chefs d'entreprises déterminés persévérèrent en lançant des programmes de formation, de motivation et de retour d'information, ainsi que des

systèmes de contrôle, sur les camions et sur la route, pour assurer que les objectifs de réduction de la vitesse étaient suivis. D'autres chefs d'entreprises, incapables de s'engager plus avant, ou non décidés à le faire, abandonnèrent leurs programmes de réduction de la vitesse.

La deuxième direction dans laquelle s'engagèrent les efforts d'économie d'énergie est particulièrement intéressante pour le Canada. Elle touche les camions qui peuvent parcourir des distances relativement courtes sur les grandes autoroutes, mais qui voyagent la plupart du temps sur des routes secondaires asphaltées et en gravier. Les différences dans la surface des routes, le profil vertical et horizontal, la circulation, et l'effet des conditions atmosphériques sur tous ces facteurs, exigent du chauffeur de fréquents changements de rapports et de vitesse.

Dans ces conditions, il ne suffit pas de limiter la vitesse pour économiser l'énergie, mais il faut encore que le chauffeur réagisse comme il convient aux changements de conditions de route et de circulation. Wilcox [39] a signalé les résultats de voyages effectués sur un parcours de 33 km, en Bavière (Allemagne de l'ouest), avec le même camion par des chauffeurs représentatifs d'importateurs de camions diesels MAN de plusieurs pays européens. Avec un camion d'une capacité de traction de 38 t, chaque chauffeur suivant sa technique habituelle de conduite, la consommation individuelle de carburant, par voyage, allait de 40,3 à 45,9 L (+14%), et la vitesse moyenne variait entre 49,2 et 68,5 km/h. Il est intéressant de noter que le chauffeur le plus rapide a consommé moins de carburant que les autres chauffeurs dont la vitesse a été, en moyenne, 16 km/h plus basse.

Les essais furent répétés, mais cette fois, les chauffeurs suivirent les instructions d'un professeur de conduite: la consommation de carburant est tombée, en moyenne de 16%, les changements de rapports de vitesse ont diminué de 39%, et les temps de freinage cumulés ont été réduits de 50%.

Il ne s'agit pas là d'un cas unique. Des études, effectuées dans plusieurs pays, ont montré que la consommation de carburant dans les camions et les autobus peut être diminuée grâce à la réaction appropriée des chauffeurs aux conditions de la route et de la circulation. Michalczyk [26], à partir d'essais et d'analyses effectués en République démocratique allemande, donne des "Conseils pour la conduite économique des camions et des autobus". Parmi ces conseils, citons:

- Toujours rouler dans la gamme de vitesses du moteur la plus économique;
- Épuiser les possibilités d'un rapport plus élevé avant de rétrograder;
- Accélérer en n'appuyant pas trop sur l'accélérateur;
- Ne pas enfoncer l'accélérateur plus loin que nécessaire pour le rendement désiré;
- Utiliser le frein moteur;
- Au démarrage, ne pas faire tourner le moteur au ralenti plus d'une minute.

Il prétend qu'avec une bonne technique de conduite, la consommation de carburant a diminué de 17%.

En général, le moteur à combustion atteint son rendement optimal lorsque le couple est le plus élevé. Le débit de circulation, le dessin et les conditions de la route exigent différentes vitesses du moteur, mais le chauffeur peut conduire à la vitesse du moteur la plus économique le plus longtemps possible au moyen de la boite de vitesses. Cependant, il n'existe pas de vitesse du moteur unique (tr/min) pour assurer l'utilisation économique du carburant, car le nombre de tours par minute varie en fonction de la puissance [9]. Bonnetain [9] l'a démontré au moyen de la figure 1.1, qui montre la relation entre la puissance, la vitesse du moteur et la consommation de carburant pour un moteur diesel, et de la figure 1.2, qui montre la vitesse du moteur la plus économique pour toute demande de puissance.

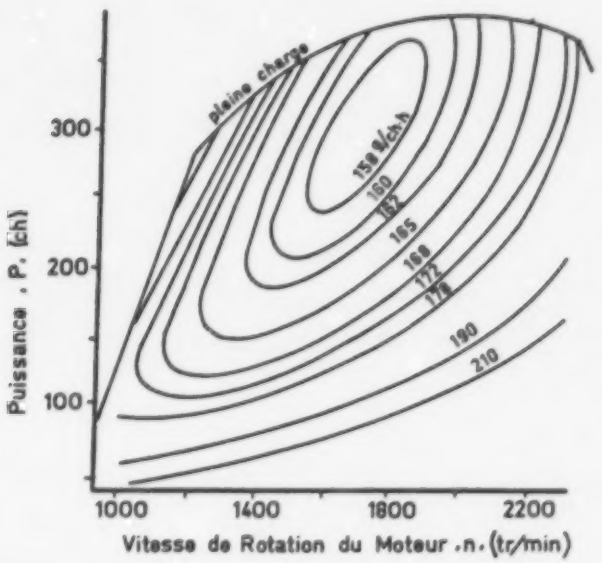


Figure 1.1 Réseau de courbes d'iso-consommation d'un moteur diesel dans le diagramme puissance-régime

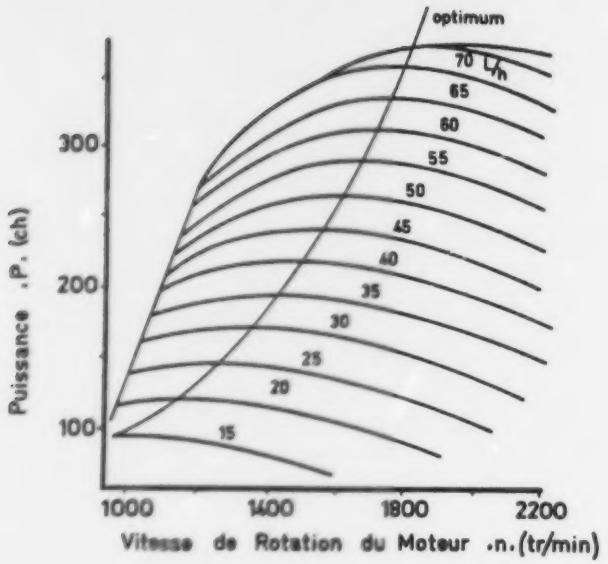


Figure 1.2 Optimum de consommation, lieu des maxima de débits injectés

Pour compliquer davantage la tâche de conduire dans le rapport et à la vitesse du moteur les plus économiques, Wilcox [39] se réfère à la nécessité de conduire par anticipation. Il y a des moments où il faut accepter de conduire en dehors de la vitesse optimale du moteur, et ainsi de consommer davantage de carburant, pour s'assurer que la portion de route qui arrive pourra être parcourue de la façon la plus efficace. Il semble y avoir consensus chez les auteurs [1, 2, 8, 9, 14, 16, 26, 39 & 40] au point de vue économie d'énergie: la clé d'une plus grande efficacité du transport routier est le chauffeur. De plus, même les chauffeurs les plus consciencieux et les plus expérimentés peuvent conduire plus économiquement s'ils comprennent parfaitement l'effet, sur la consommation d'énergie, des options de conduite qui s'offrent à eux le long du parcours. On y insiste sur l'importance de former les chauffeurs, de les contrôler et de leur donner des cours de rappel, ainsi que sur l'importance de l'engagement de la direction. Ces mesures semblent être en place dans certaines compagnies de transport routier à un degré plus ou moins élevé. Mais chaque programme doit commencer avec un professeur compétent, et la documentation ne peut servir que de guide général pour structurer le programme de formation. Cependant, au Canada, il existe de nombreuses entreprises et petites flottes où il n'est pas facile d'accéder à des programmes de formation.

Lors de certaines études préliminaires en collaboration avec l'industrie forestière canadienne, l'Institut canadien de recherches en génie

forestier (FERIC) a trouvé qu'il y avait une grande différence dans la consommation de carburant, par voyage, avec différents chauffeurs sur la même route avec le même chargement, ainsi que des différences notables entre des voyages consécutifs du même chauffeur [20 à 23]. Il est également intéressant de noter qu'un programme d'économie d'énergie fondé sur les techniques de conduite du chauffeur le plus efficace ne permettrait pas d'obtenir un résultat optimum. Aucun n'a été le plus efficace du point de vue de la consommation de carburant, tout le long du cycle de transport, de sorte que même le "meilleur" chauffeur aurait encore pu s'améliorer considérablement.

Revenons maintenant au véhicule. Lorsque Kimberley [16] mentionne que seulement 25% de l'économie réalisable provient des choix faits lors de la spécification du véhicule, il ne suggère pas de négliger cet aspect. Les utilisateurs de véhicules routiers le savent bien et c'est pourquoi ils sont toujours à la recherche d'équipement nouveau pouvant réduire leurs frais d'opération. Alors que l'aérodynamique des véhicules a préoccupé les ingénieurs de l'automobile au cours des dernières années, la résistance au roulement devient maintenant un important pôle d'attraction. Après l'introduction des pneus radiaux, les fabricants de pneus étaient demeurés bien silencieux, mais voilà que les pneus à profil "surbaissé" et les pneus radiaux à large bande de roulement commencent à acquérir leurs lettres de noblesse. Dès leur apparition, au début des années 70, les pneus à large bande de roulement ont connu un succès relatif. Leur usage s'est rapidement répandu pour augmenter la capacité portante de l'essieu avant des camions à benne basculante et des bétonnières portées. Cependant des problèmes au niveau des flancs ont fortement limité leur emploi sur les remorques ou essieux tracteurs des camions. Depuis le milieu des années 80, les manufacturiers de pneus ont résolu le problème reliés aux pneus à large bande de roulement et il est maintenant permis d'envisager l'installation de ces pneus sur des camions poids lourd. L'intérêt pour ce type de pneus vient de l'économie de carburant que semblent lui attribuer un bon nombre d'intervenants. Lors d'études préliminaires, FERIC a noté des différences aussi élevées que 20% en consommation entre un véhicule équipé de pneus conventionnels (11.00 R 22) montés en paire contre des pneus simples (12.00 R 24) [22]. Certains organismes soulignent maintenant que ces pneus pourraient abîmer davantage le réseau routier que des pneus conventionnels montés en paires [36]. La protection du réseau routier est prioritaire pour les divers niveaux de gouvernements. La législation devient donc de plus en plus sévère en ce qui a trait à la masse totale ou axiale des véhicules lourds [33]. Les transporteurs sont invités à accroître l'espacement entre les essieux pour assurer une meilleure répartition de la charge.

Cette solution entraîne cependant d'autres problèmes pour les transporteurs. On note une usure exagérée des pneus sur la remorque dont l'espacement des essieux a été augmenté et on soupçonne un accroissement de la consommation de carburant qui y serait attribuable [28]. Pour réduire l'effet négatif d'un grand écartement des essieux, certains transporteurs envisagent l'utilisation d'essieux autosuiveurs. Toutes les études publiées jusqu'à maintenant ne se sont intéressées qu'à l'aspect sécuritaire de tels essieux [27, 36]. Cependant le coût d'achat et d'installation de ces essieux est relativement élevé. Les utilisateurs à la recherche de données qui leur permettraient d'effectuer une analyse coûts-bénéfices restent donc sur leur appétit. Il semble par ailleurs que certains gouvernements se font prier avant d'adopter une législation

favorable à l'emploi d'essieux autosuiveurs. Ceci limite ainsi l'emploi de tels essieux.

Outre le conducteur et le véhicule, les routes ont aussi une grande influence sur la consommation de carburant. L'état de la surface de roulement ainsi que celui de la structure affecteront la productivité d'une opération de transport [22]. Dans la majorité des cas, le transporteur n'a pas d'influence sur la qualité des routes. Cependant une part relativement importante de l'industrie canadienne du camionnage opère sur route privée, ce qui permet d'envisager des interventions dans le but d'améliorer la qualité du réseau routier.

On note donc que la consommation d'énergie n'est pas la responsabilité d'un seul élément mais bien d'un ensemble de facteurs. Le conducteur, le véhicule, la route ainsi que le milieu où évoluent ces éléments affectent tous à divers degrés la quantité de carburant consommée pour effectuer un travail donné. En 1971, Ostrovtzev [29] reconnaissait déjà le besoin d'établir une méthode d'étude des conditions d'utilisation des véhicules routiers. Il s'intéressait principalement aux différentes mesures qui devaient être prises pour analyser les relations existantes entre les 4 éléments énumérés plus haut et la consommation de carburant des véhicules routiers. Ellis, en 1969 [12], a, quant à lui, posé les bases de la dynamique des véhicules routiers. Cependant Ellis et Ostrovtzev éprouvent des difficultés à expliquer le mouvement des véhicules en virage. Il semble qu'il soit extrêmement difficile d'expliquer les forces en présence lorsqu'un véhicule articulé effectue un changement de direction. Comment se distribuent les différentes pertes de puissance lors de manoeuvres en virage?

Plusieurs travaux ont été publiés pour tenter de répondre à cette épineuse question. Antonov [3] a pour sa part mené une étude très complexe sur le calcul de l'équilibre du mouvement des véhicules à plusieurs essieux. Il propose une explication très intéressante des forces latérales agissant sur un véhicule en virage et insiste davantage sur la dérive des pneus. Makarian (1974) [24] avait déjà, 10 ans auparavant, mentionné la possibilité de calculer la force déformant les pneus lors de manoeuvre de virage. Par la suite, plusieurs autres études ont été publiées concernant la dérive des pneus en virage [18, 19, 24, 31, 32]. Le travail s'est encore raffiné au calcul de la dérive des pneus selon leur emplacement sur le véhicule [35].

Le camion de FERIC, équipé des instruments qui en font un véritable laboratoire mobile d'essais, fournit les moyens d'identifier les éléments qui permettent d'atteindre la consommation de carburant optimale en n'importe quel point de la route. Inclus dans des programmes de formation, des bandes magnétoscopiques ou des manuels d'opération, ces renseignements constitueront un guide précis pour les chauffeurs et les transporteurs. Ils seront utiles aussi pour évaluer les instruments de guidage montés sur le tableau de bord par rapport à l'Écomètre Bosch, le viseur DAF ou le CAG de Scania [8], ou pour aider les créateurs d'instruments d'aide à la conduite utiles, abordables et fiables, tels que ceux décrits théoriquement par Bonnetain [9]. Les résultats obtenus pourront aussi fournir un outil intéressant pour aider le décideur à calculer les bénéfices de certaines interventions tant au niveau du véhicule que de la route.

2. PRÉSENTATION DU SYSTÈME D'INTERACTION CHAUFFEUR - MACHINE - ENVIRONNEMENT - ROUTE (SICMER)(1)

Depuis 1982, FERIC travaille au développement de méthodes permettant de déterminer directement, en opération, les facteurs qui influencent l'équilibre énergétique d'un véhicule à un moment donné sur la route, dans le but d'éviter de recourir aux essais de laboratoire.

Pour ce faire, le développement des théories et des moyens d'essais sur route furent conçus, expérimentés et confirmés (se référer à [20], [21], [22] et [23]).

En parallèle, des méthodes mathématiques et statistiques d'analyse ont été choisies et adaptées aux enregistrements extrêmement rapides (dix fois par seconde) que le système de collecte de données fournit (voir chapitre 3).

Un des buts principaux de ces réalisations est de pouvoir étudier tous les facteurs, soit séparément soit dans leurs interactions, qui influencent l'équilibre énergétique (ou l'équilibre des forces) d'un véhicule dans le SICMER.

Ce qui caractérise les études modernes, dont celle de FERIC, par rapport aux recherches réalisées dans le passé, ce sont les grandes possibilités qu'offre la micro-informatique. FERIC possède d'ailleurs un équipement qui compte parmi les plus sophistiqués au monde. L'électronique offre, en effet, la possibilité non seulement d'étudier quantitativement les variables de façon isolée mais aussi d'établir les interactions dynamiques pour mieux comprendre leur fonctionnement et proposer les moyens d'amélioration des coûts et performances des opérations.

C'est en se basant sur les théories établies et en se servant des enregistrements et analyses appropriés que FERIC étudiera les facteurs régissant le SICMER.

---

(1) Par la suite, seule l'abréviation SICMER sera utilisée.

2.1 Examen général du SICMER

Schématiquement, le SICMER peut être représenté de la manière suivante:

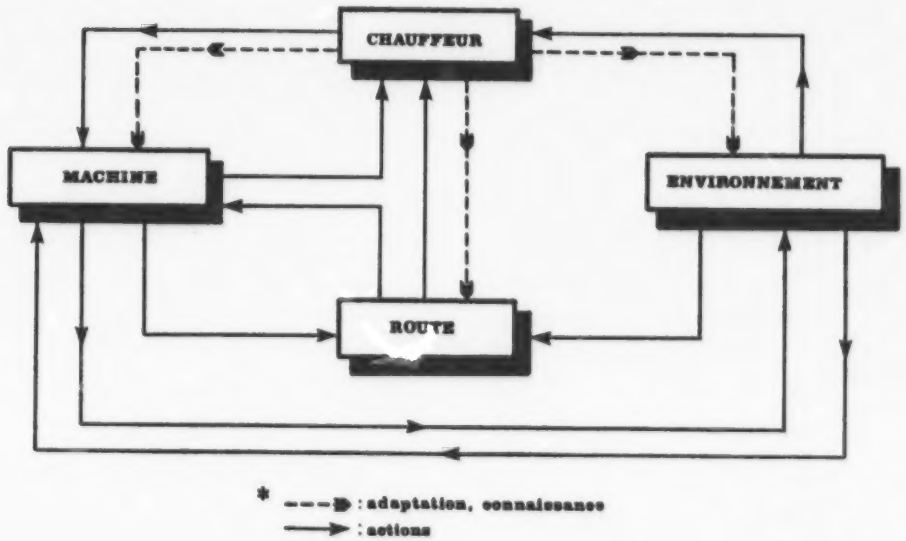


Figure 2.1 Schéma du SICMER

Dans ce système on distingue:

2.1.1 Le chauffeur

Il s'agit ici d'un cas particulier de la science moderne traitant les relations entre l'homme, la machine et l'environnement. Le problème que pose l'établissement de ces relations exige que chaque élément soit observé en liaison avec les autres.

La figure 2.1 montre que le chauffeur perçoit et analyse les informations provenant de la route, de l'environnement et du véhicule, et qu'il agit sur ce dernier en fonction de sa connaissance des autres éléments du SICMER.

Étant donné que l'environnement agit directement et indirectement sur le chauffeur, et qu'il n'est pas possible de l'adapter aux besoins de la conduite, on essaye alors de protéger le chauffeur des mauvaises conditions de conduite dues à l'environnement: pare-brise, pare-soleil, essuie-glace, chaufferette...

2.1.2 La machine

La machine influence la route, l'environnement et le chauffeur et elle est influencée à son tour par ces trois éléments.

Par exemple, le profil horizontal et vertical de la route, ainsi que sa surface, influencent le comportement de la machine et par conséquant le comportement du chauffeur.

D'un autre côté, la machine influence la surface de la route qui à son tour influence la machine et par conséquent le comportement du chauffeur, et ainsi de suite.

2.1.3 La route

La route agit sur la machine (macro et micro profils par exemple) et influence le chauffeur (ses réactions, etc.).

2.1.4 L'environnement

L'environnement agit sur le chauffeur, la machine et la route. La technique de conduite des chauffeurs, la qualité des routes et la composition des machines peuvent être modifiées ou optimisées pour une situation donnée. Par contre, l'environnement, et on entend par là, entre autres, les conditions atmosphériques et l'état de la circulation, ne peut en aucun cas être modifié, il doit être subi.

Un mouvement sur route peut donc être considéré comme le résultat des interactions continues et complexes du SICMER.

La classification et l'étude de ces liaisons à un moment donné ou pour un mouvement donné sur la route peut être appelée: "La situation du mouvement sur la route" ou SMR.

Le sujet principal de cette étude est en effet de disséquer ces interactions, de les étudier et de proposer des solutions pour une réduction du coût et une augmentation des performances du transport routier.

2.2 Méthodes développées par FERIC pour examiner le SICMER

Pour pouvoir étudier les interactions du SICMER au moyen des enregistrements des variables sur la route on élargira le schéma sur la figure 2.1 en y rajoutant la SMR elle-même composée par la Situation Instantanée sur la Route (SIR) et par la Quantité de Changement de Route (QCR). Le résultat final se présente alors sous forme de prix et de performances à partir de la QCR (voir figure 2.2).

Sur ce modèle, on voit que le SICMER provoque une SMR et qu'à son tour la SMR influence le chauffeur, lequel modifie le SICMER selon les besoins du mouvement. Par conséquent l'étude de l'interaction peut être examinée à travers une ou plusieurs SMR.

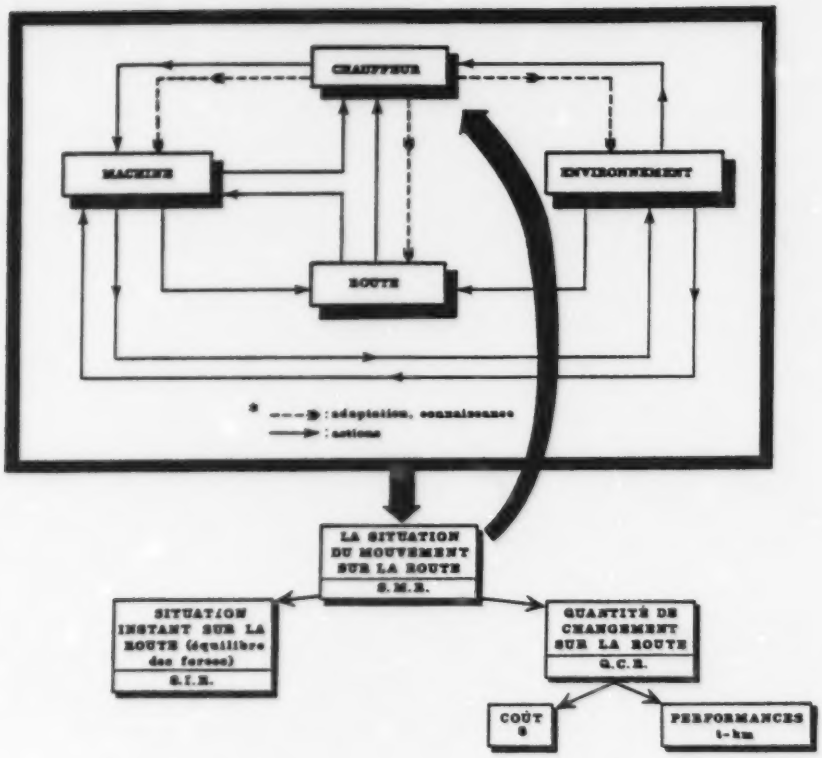


Figure 2.2 Le modèle d'analyse du SICMER par la SMR
(situation du mouvement sur la route)

Comme l'instrumentation que nous utilisons permet principalement de recueillir des données à partir de mesures effectuées sur le camion, il s'agit de préciser, à partir des schémas généraux que nous venons de présenter, quelles sont les relations mesurables et quantifiables et quels en sont les éléments constitutifs.

Les valeurs numériques utilisées proviennent de trois sources distinctes:

a) les caractéristiques de construction du véhicule, telles que: Les rapports de boite de vitesses, le rapport d'essieu arrière, les dimensions des pneumatiques et des roues...

b) les paramètres choisis pour un voyage donné, tels que: le type d'essieu (rigide ou autosuiveur), l'écartement entre essieux, la charge totale et sa répartition, la pression de gonflage des pneus...

c) les mesures effectuées durant le voyage telles que: le moment du couple à la sortie de la boite de vitesses, le taux horaire de consommation, la vitesse sur route, le régime du moteur, différentes températures...

En tenant compte de tes différents éléments on peut reconstituer un schéma qui montre le cheminement de l'information disponible et son utilisation. La figure 2.3 ci-dessous, articulée autour du fonctionnement de la machine, met en relief certaines relations qui s'inscrivent dans le cadre général du modèle d'analyse du SICMER par la SMR.

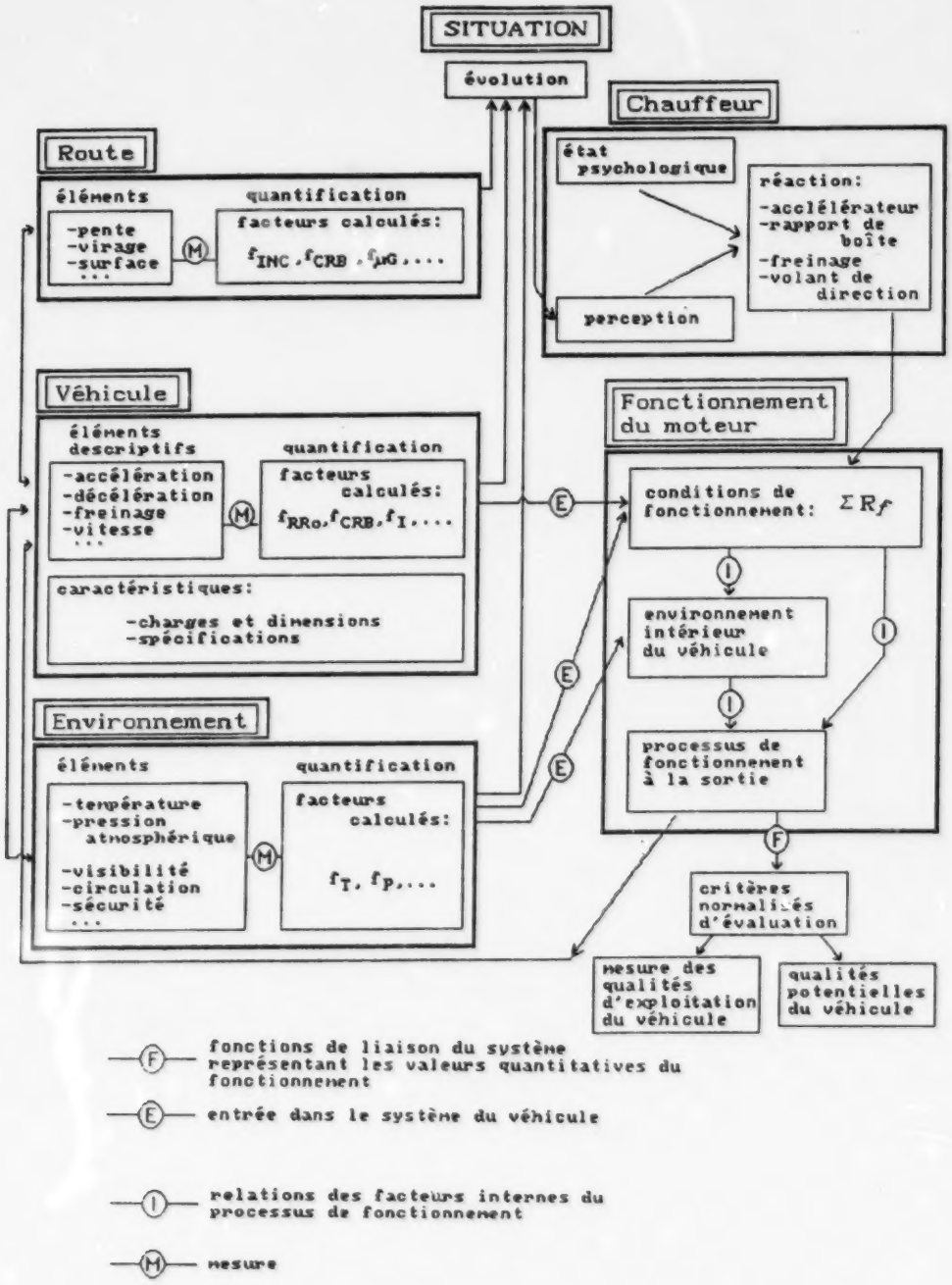


Figure 2.3 Cheminement de l'information dans le cadre du SICMER

3. ÉQUIPEMENT, INFRASTRUCTURE ET MÉTHODOLOGIE

Une étude exhaustive comme celle décrite dans le présent document exige une grande quantité de données ainsi que des critères élevés quant à leur qualité. C'est pourquoi le groupe de recherches sur le transport de l'Institut canadien de recherches en génie forestier (FERIC) s'est doté au fil des ans d'un système d'acquisition de données très sophistiqué. À l'origine équipé de quelques capteurs simples reliés à un moniteur, le tout a considérablement évolué pour émerger sur un système complexe d'acquisition de données intégré et entièrement automatisé. La grande valeur de cet équipement est attribuée au fait qu'il est directement monté sur un camion-tracteur et que l'acquisition des données est faite pendant l'opération normale du camion sur route. Ce camion-laboratoire permet à FERIC de poursuivre des études dynamiques complexes sur des véhicules routiers.

Les essais nécessaires à cette étude se sont déroulés en deux phases. Cela a permis d'étudier deux ensembles de transport routier différents. De plus, la poursuite des études en plusieurs étapes, offre la possibilité d'améliorer l'équipement ou les techniques de recherche, permettant ainsi d'isoler un facteur particulier devenu important lors de l'analyse des données récueillies précédemment.

Les premiers essais se sont tenus dans la région de Mont-Laurier (Québec). Le but de ces essais était d'étudier l'influence du chauffeur dans le Système d'Interaction Chauffeur-Machine-Environnement-Route (SICMER). Pour ce faire, 35 chauffeurs se sont succédé au volant d'un même véhicule sur un même parcours. Les réactions des chauffeurs et leurs effets sur le véhicule ont été enregistrées puis analysées.

À la suite des analyses portées sur l'ensemble des données, la seconde phase des essais a pris place à Chénéville (Québec). Cette fois les efforts ont porté vers l'étude des paramètres reliés au camion et à la route alors que le chauffeur conservait la même technique de conduite au cours des essais.

3.1 Description des données requises

Chacun des éléments du SICMER est évalué en fonction des paramètres qui le caractérisent ou qu'il influence. On représentera donc un élément particulier (le chauffeur par exemple), par l'ensemble des facteurs auxquels il est associé. Cette section présente les facteurs qui caractériseront chacun des quatre éléments du Système d'Interaction Chauffeur Machine Environnement Route.

3.1.1 Le chauffeur

Afin d'évaluer l'influence du chauffeur et étudier sa technique de conduite, il est nécessaire de connaitre les quatre facteurs suivants:

a) la position de la pédale d'accélérateur[1];
b) l'angle de braquage des roues avant;
c) le rapport de la boite de vitesses;
d) l'intensité du freinage.

3.1.2 Le véhicule

Les réactions du camion face aux stimuli reçus du chauffeur, de l'environnement atmosphérique, et enfin de la route, sont analysées à l'aide des paramètres suivants:

a) distance;
b) vitesse;
c) consommation de carburant;
d) moment du couple;
e) pression de l'air avant et après le compresseur;
f) régime du moteur;
g) températures;
- huile moteur;
- huile de la boite de vitesses;
- huile des différentiels (avant et arrière);
- eau à l'entrée du moteur;
- eau à la sortie du moteur;
- air avant le compresseur
- air après le compresseur;
- carburant au débimètre;
- gaz d'échappement;
- air sous le capot.

3.1.3 Étude de la route

Pour caractériser la route où circule le camion, il faut connaitre les courbes et pentes (macro-déviations) puis l'emplacement des bosses, des trous et la rugosité de la surface de roulement (micro-déviations).

L'étude de la route permet d'identifier les endroits où les résistances sont les plus grandes. Ainsi une grande dépense d'énergie peut être expliquée par les caractéristiques de certaines portions de la route.

3.1.4 Étude de l'environnement atmosphérique

Il est connu que les performances d'un moteur à combustion sont très influencées par les conditions atmosphériques. C'est pourquoi il sera important de connaitre la valeur des facteurs suivants:

a) pression barométrique;
b) humidité de l'air;
c) température de l'air.

---

(1) Dans la suite du texte, on utilisera le terme accélérateur pour désigner la pédale d'accélérateur (ou d'accélération).

Il faut porter en outre une attention particulière à deux autres éléments qui influencent grandement la résistance de l'air qui lutte contre le mouvement du camion:

a) vitesse du vent;
b) direction du vent.

3.2 Équipement et infrastructure utilisés

3.2.1 Le camion tracteur

Le camion de recherche utilisé dans le cadre des essais de comparaison de techniques de conduite possède les caractéristiques suivantes (figure 3.1):

- Modèle: Ford LTL 9000
- Moteur: Modèle Cummins NTC-350
  Puissance nominale 261 kW à 2100 tr/min
  Couple 1590 N•m à 1300 t/min
- Transmission: Fuller RT-14615
- Pont arrière: Rockwell - capacité de 18 182 kg
  - rapport du différentiel 3,72
- Essieu avant Rockwell capacité de 5455 kg
- Empattement: 5,31 m

Ce véhicule a été équipé d'une cabine-dortoir modifiée pour recevoir les systèmes d'enregistrement et de traitement des données.

Au début des essais, l'odomètre indiquait approximativement 85 000 km.

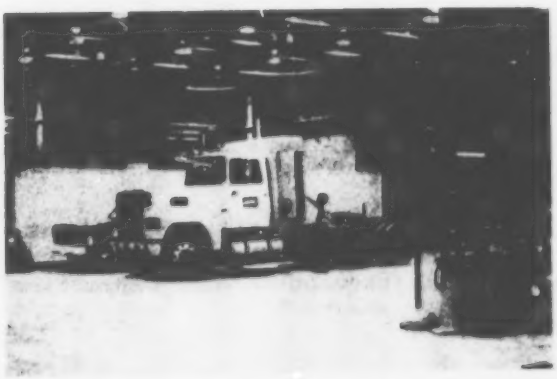


Figure 3.1 Tracteur utilisé lors de l'évaluation des techniques de conduite

3.2.2 La remorque

La remorque utilisée lors de cette première série d'essais est de type forestier d'une hauteur de 4,10 m et d'une largeur de 2,44 m, sa longueur est de 13,72 m. Elle est équipée de deux essieux fixes montés sur suspension à balancier mécanique et d'un essieu équipé d'un système de levage pneumatique (figure 3.2).

La remorque était chargée de rondins de 4,9 et 2,4 m de longueur, et l'ensemble camion-remorque avait une masse totale de 46 800 kg.

Figure 3.2 Remorque utilisée lors de l'évaluation des techniques de conduite

3.2.3 Les routes d'essais

Le trajet total parcouru durant l'étude d'un chauffeur est de 86 km. Ce trajet se compose cependant de deux sections distinctes pour produire deux essais différents (figure 3.3).

La première portion est longue de 32 km. Celle-ci est totalement asphaltée et ne comprend pas de difficultés majeures pour le conducteur.

La seconde portion est beaucoup plus accidentée et permet vraiment de mettre les chauffeurs à l'épreuve. D'une longueur de 54 km, elle débute par une route en gravier de 7 km très sinueuse et montagneuse. On retrouve même, à 2100 m du départ, une montée de 10% à la sortie d'une courbe serrée où certains chauffeurs, pris par surprise, ont calé le moteur en montant.

La section asphaltée qui suit (47 km) est généralement assez facile si ce n'est une forte pente à la toute fin du parcours, où les chauffeurs doivent rétrograder souvent jusqu'au dernier rapport.

Figure 3.3 Circuit d'essai utilisé pour la comparaison des techniques de conduite

3.2.4 Le système d'acquisition des données (figure 3.4)

Les 26 capteurs nécessaires à l'étude de l'influence du chauffeur dans le Système d'Interaction Chauffeur-Machine-Environnement-Route sont reliés aux systèmes de traitement et d'enregistrement des données qui emmagasine l'information sur bande magnétique (cassettes). L'opérateur se trouve dans la cabine auxiliaire, attenante du poste de conduite, où sont situés les systèmes de traitement et d'enregistrement des données.

L'instrumentation est soumise à des conditions d'opération extrêmement difficiles. Cela exige des critères de sélection de l'équipement très stricts quant à sa résistance aux vibrations, à l'humidité et à la corrosion.

Le système d'acquisition des données utilisé lors de cette étude est composé d'un ensemble de capteurs reliés à leurs appareils respectifs de traitement de signal. Les signaux traités sont ensuite transmis à l'unité d'acquisition des données qui les enregistre sur bande magnétique. Un moniteur est relié en parallèle à ce dispositif afin de permettre le contrôle et d'assurer la qualité des données.

Les pages qui suivent décrivent comment chaque facteur discuté ci-dessus est mesuré. Après avoir discuté des critères de sélection, le principe de fonctionnement de chaque capteur y sera brièvement expliqué puis nous élaborerons sur les caractéristiques les plus importantes de chacun. La position de chaque capteur ainsi que son système de montage sont expliqués. On expose enfin la manière dont sera utilisée l'information recueillie.

Les capteurs affectés à l'étude du chauffeur seront tout d'abord introduits pour ensuite porter l'intérêt vers le véhicule. Nous terminerons cette partie en étudiant l'environnement dans lequel évolue le véhicule, c'est-à-dire les conditions atmosphériques et la route.

3.2.4.1 Critères de sélection des capteurs

Les différents capteurs montés sur le tracteur et la remorque doivent répondre à de très hauts standards de qualité tels que:

a) La précision nécessaire

   Celle-ci est déterminée lors d'études préliminaires en fonction des besoins pour la recherche et des possibilités physiques et électroniques.

b) La robustesse de l'instrument

   La très grande majorité des capteurs est montée directement à l'extérieur du camion et même quelquefois en dessous de celui-ci. On comprendra que les critères de robustesse face aux vibrations et aux conditions atmosphériques rencontrées soient extrêmement rigoureux. Pour surmonter le problème, la partie sensible de l'instrument, c'est-à-dire celle qui traite le signal émis par le capteur, se situe à l'intérieur de la cabine auxiliaire alors que seul le capteur affronte les conditions adverses.

c) La simplicité de ses composantes

   Généralement les essais se déroulent hors de la région métropolitaine, il est donc indispensable que les instruments soient facilement réparables à l'aide de pièces simples se trouvant chez tout marchand de pièces électroniques.

Il a été, dans certains cas, impossible de réunir toutes ces conditions dans un même instrument de série, de nombreux capteurs ont dû être construits de toutes pièces tandis que d'autres ont été adaptés aux besoins présents.

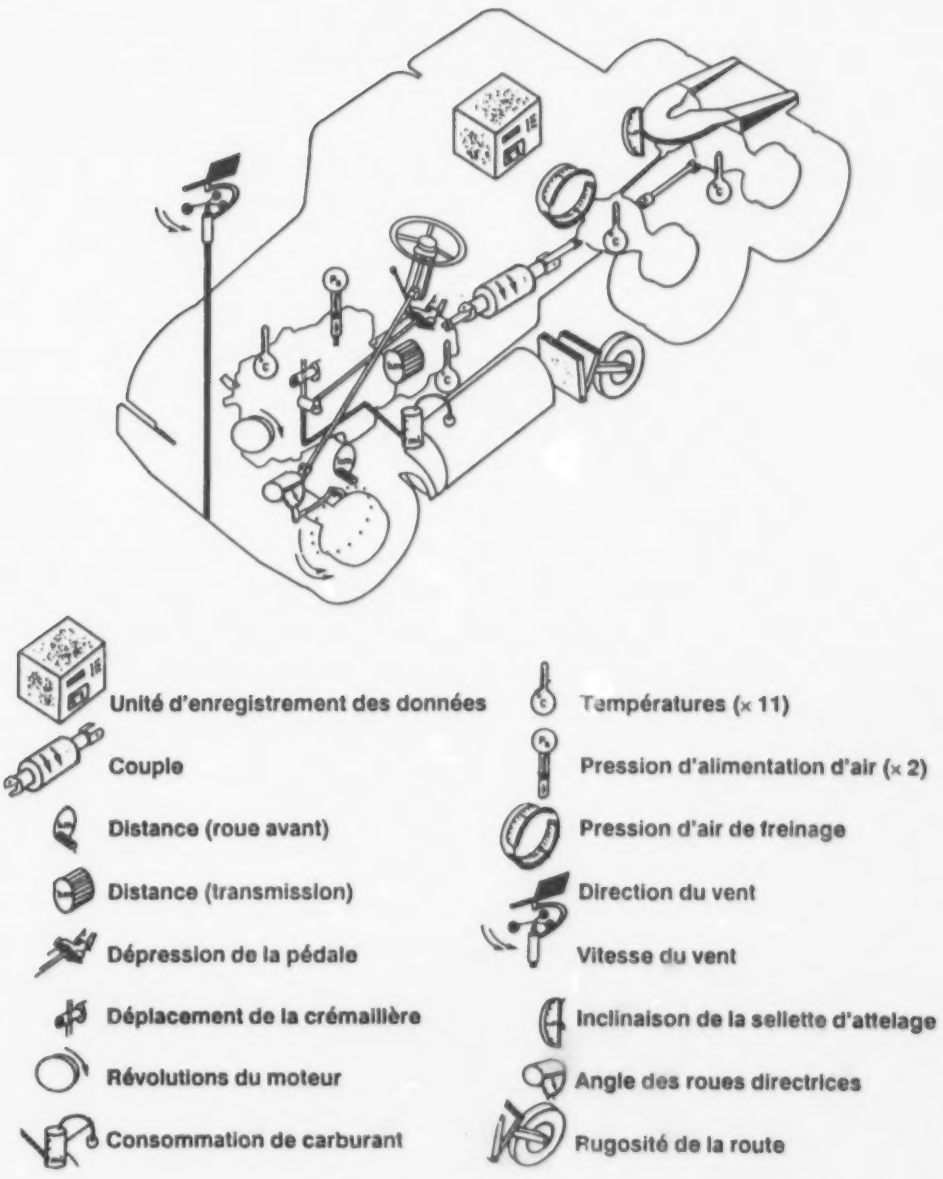


Figure 3.4 Schéma du système d'acquisition des données

3.2.4.2 Unité d'acquisition des données

Construit par OPTIM Inc. (États-Unis), l'appareil de modèle MEGADAC 2200 est un des systèmes d'enregistrement de données les plus perfectionnés sur le marché actuellement. Ce système permet d'enregistrer des données à une fréquence de 20 000 Hz et peut accepter jusqu'à 128 canaux (capteurs). L'enregistrement est effectué par balayage des canaux requis à une fréquence prédéterminée. Les données sont ensuite emmagasinées sur bande magnétique (cassette) dont la capacité est d'environ 26 000 000 de données (44 Mo). Un moniteur et un panneau de contrôle y sont reliés afin de permettre à l'opérateur du système de vérifier le fonctionnement des divers capteurs durant l'essai.

L'étude, portant sur le SICMER, exige une batterie de capteurs pour mesurer chacun des paramètres influençant ces 4 éléments. Les capteurs sont classés en 4 groupes selon l'élément auquel ils sont affectés.

3.2.4.3 Capteurs associés à l'évaluation du chauffeur

a) Position de l'accélérateur

La position de l'accélérateur est un des éléments qui caractérise le mieux les chauffeurs entre eux. L'instrument de mesure doit donc être d'une très grande précision. Le capteur LVDT (Linear, Variable, Differential, Transformer) est situé le long de la tige reliant la pédale à la pompe d'injection et mesure le déplacement linéaire de cette tige. Le mouvement de la pédale est exprimé en pourcentage de dépression totale.

b) Angle de braquage des roues avant

L'angle de braquage des roues avant est utilisé pour caractériser deux aspects de la conduite des chauffeurs. Dans un premier temps, on étudie l'oscillation du volant. Si un chauffeur fait osciller constamment les roues avant de son véhicule, il créera une résistance additionnelle qui se traduira par une consommation accrue de carburant. Enfin, l'étude du mouvement des roues avant indiquera de quelle manière le conducteur attaque les courbes. Différents types d'attaque pourront montrer plusieurs consommations de carburant. En étudiant de plus près ce type de données, il sera possible de prescrire la méthode à suivre dans l'attaque des virages.

La géométrie du système de direction d'un véhicule routier fait en sorte que l'angle de braquage de chacune des roues est différent. Ceci est nécessaire car la roue intérieure suit une trajectoire différente de celle empruntée par la roue extérieure dans une courbe. Il est donc important de connaître l'angle de braquage des deux roues avant individuellement pour déterminer la direction du véhicule. Un potentiomètre a donc été installé sur le cylindre principal de la servo-direction. La position de chacune des roues a été étalonnée en fonction du déplacement de ce cylindre. Ainsi pour une mesure unique, soit celle de la position du cylindre, il est possible de connaître l'angle de braquage de chacune des roues.

c) Rapport de boite de vitesses

Le troisième facteur contrôlé par l'opérateur du véhicule est le rapport de boite de vitesses. Cependant, il n'est pas nécessaire d'installer un capteur pour l'obtenir, car en connaissant la vitesse sur route et celle du moteur, il est facile d'en déduire le rapport de boite utilisé.

d) Freinage

Bien qu'il soit possible de déterminer l'intensité de freinage par l'analyse du couple, FERIC a jugé nécessaire de compléter l'appareillage monté sur le véhicule de recherche par un indicateur de présence de freinage et un second précisant l'intensité de celui-ci. FERIC propose donc un premier dispositif relié directement à la pédale de freinage qui se manifeste dès que le chauffeur appuie dessus. Le second capteur, un manomètre, mesure la pression d'air transmise au système de freinage. Il est possible d'étudier le délai entre l'action de la pédale et son effet sur le système de freinage. De même, l'étude de l'évolution de la pression d'air dans le système de freinage peut répondre à certaines interrogations.

3.2.4.4 Capteurs associés à l'évaluation du véhicule

La distance

La distance est, sans contredit, le paramètre mesuré le plus important car toutes les autres données y sont reliées. C'est pourquoi le véhicule expérimental de FERIC est équipé de deux capteurs de distance. Ces capteurs sont très fragiles et dans le cas de la défaillance de l'un d'eux, l'essai peut quand même être considéré.

Un premier capteur mesure la distance parcourue par les roues avant qui est sensiblement différente de celle parcourue par les roues arrière, à cause des micro-glissements présents chez ces dernières. Ce capteur est installé sur une des roues avant du camion. Des masselottes, au nombre de 16, ont été soudées tout autour de la jante. Un détecteur magnétique est monté de façon à détecter le passage des masselottes lorsque la roue tourne et à envoyer des impulsions au centre de contrôle. Connaissant le nombre de masses rencontrées (ou nombre d'impulsions reçues) il est évidemment facile de calculer la distance (≈20 cm/impulsion). Ce capteur n'indique pas la vitesse mais connaissant le taux de passage des masselottes, on la déduit.

Le second capteur est monté sur la boite de vitesses en parallèle avec le capteur d'origine installé à l'usine pour l'odomètre au tableau de bord. La résolution en distance de ce capteur est voisine de 12 cm. Ce capteur indique par ailleurs la vitesse sur route sur le moniteur du système d'acquisition de données.

Le débitmètre

Le débitmètre est utilisé pour mesurer la consommation de carburant durant l'essai. Son principe de fonctionnement est sensiblement le même que dans le cas du capteur de distance monté sur la roue avant. Un capteur optique détecte le passage d'un piston poussé par le carburant. Ce piston est

poussé 78 fois par mL de carburant consommé pour une résolution de 0,0128 mL. Le débitmètre est relié au système d'enregistrement des données qui reçoit une impulsion à chaque fois que le piston est poussé. Lors du traitement de l'information, il est possible de connaître la consommation totale (nombre d'impulsions × 0,0128 mL) ou encore le taux de consommation pour une certaine période de temps.

Le système d'alimentation d'un moteur diesel pompe plus de carburant que nécessaire. La différence entre le carburant pompé et celui réellement consommé est retournée dans le réservoir. Pour éviter de mesurer plusieurs fois le carburant qui est retourné et ainsi fausser les mesures, le retour de carburant est envoyé en aval du débitmètre. Le carburant effectivement mesuré est la différence entre la quantité envoyée au moteur par la pompe d'injection et le carburant retourné.

Le couplemètre

Le couplemètre est un arbre de transmission muni de senseurs (jauges de contrainte) qui mesurent sa déformation lorsqu'un couple y est appliqué. Les données passent ensuite par un amplificateur pour être converties en intensité de couple qui est enregistrée. Étant situé entre la boite de vitesses et le pont arrière, le couplemètre indique le couple instantané transmis. Celui-ci correspond au couple total développé par le moteur multiplié par le rapport de boite et réduit des pertes internes dans la boite de vitesses.

Pression d'entrée et de sortie d'air de turbine de suralimentation

Les pressions avant et après la turbine de suralimentation sont de bons indicateurs de l'intensité du travail accompli par le camion. Le manomètre placé avant la turbine indique une succion tandis que l'autre montre la compression de l'air effectuée par la turbine.

Le régime du moteur

Le nombre de tours du moteur est mesuré à l'aide d'un capteur monté en parallèle avec celui du constructeur de la même manière que la distance mesurée sur la boite de vitesses. Le capteur envoie 16 impulsions à chaque tour et donne le nombre de tours par minute.

Les températures

Comme il a été mentionné auparavant, les températures des divers éléments sont des données essentielles à une analyse sérieuse de l'efficacité d'une machine. Dans plusieurs cas, il y a une forte corrélation entre le degré élevé de la température et l'intensité du travail exécuté. Ainsi tous les lubrifiants, l'air d'alimentation, les gaz d'échappement, le liquide de refroidissement ainsi que la température de carburant sont rigoureusement contrôlés de manière à suivre l'évolution de leur température. Les capteurs de température sont des thermocouples reliés directement au système d'enregistrement des données.

L'emplacement de chaque thermocouple a été soigneusement étudié de façon à obtenir les meilleurs résultats possibles. Ainsi dans tous les cas de mesure de température des huiles, les thermocouples sont situés dans les carters (là où la turbulence est à son minimum).

Les températures de l'air et du liquide de refroidissement sont mesurées le plus près des zones où ils réagissent. Ainsi la température de l'air après la turbine est mesurée juste avant son entrée dans les cylindres, l'eau est vérifiée à l'entrée et à la sortie du moteur, etc. Pour tous les fluides, des précautions particulières ont été prises pour éviter de placer les thermocouples près des parois des carters ou des tuyaux assurant leur circulation, afin de réduire les influences extérieures sur les thermocouples.

3.2.4.5 Capteurs associés à l'évaluation des conditions atmosphériques

Pour assurer un maximum de régularité dans les conditions d'essais, les activités sont arrêtées aussitôt qu'il y a précipitations. Les autres facteurs atmosphériques influençant les performances du véhicule sont: la température, l'humidité relative, la pression barométrique et bien entendu le vent. Ce dernier étant très variable dans l'espace et dans le temps, il doit être évalué à partir du camion, et ce en cours d'essai. Un anémomètre est monté sur l'avant du camion, hors de la zone de turbulences produites par celui-ci. Cet appareil est aussi muni d'un dispositif indiquant la direction du vent. Les mesures sont effectuées durant l'essai, il faut donc déduire de la vitesse totale du vent enregistrée, la vitesse sur route du camion. De la même manière, la direction doit être ajustée car elle est influencée par la direction principale du véhicule. Ces corrections sont déterminées à l'aide du calcul vectoriel.

Quant aux autres facteurs atmosphériques, ils sont enregistrés de façon continue à l'aide d'une station météorologique installée dans la région où les essais sont conduits. On peut se référer en tout temps aux graphiques obtenus avec cet appareil pour effectuer les corrections nécessaires pour fin de comparaison des essais.

3.2.4.6 Capteurs associés à l'évaluation de la route

Étant donné qu'il est nécessaire de relier à tout instant les données enregistrées à la position sur route du camion, une méthode de profilage routier automatisée est présentement en développement chez FERIC. Les données recueillies jusqu'à maintenant permettent déjà une bonne évaluation de l'allure de la route, cependant d'autres études seront encore nécessaires pour améliorer la précision du système de profilage.

Le principe mis à contribution dans le calcul du profil de la route est relativement simple; connaissant l'angle de braquage des roues avant et la distance parcourue selon cet angle, il est possible d'évaluer la trajectoire horizontale du véhicule. De même, en sachant quel angle est formé entre la remorque et le tracteur, on déduit la trajectoire verticale. Pour mesurer l'angle horizontal et l'angle vertical entre le camion et la remorque, un système de potentiomètres à fils a été conçu. Un calcul de géométrie tridimensionnelle permet de connaître les angles horizontal et vertical entre les 2 corps, connaissant la longueur de trois fils reliant le châssis du camion et la remorque. Trois potentiomètres sont utilisés pour mesurer la longueur des fils. Il est important de mentionner que cette méthode simple n'est utilisable que si l'appareil permet une grande fréquence de mesure.

La rugosité de la route est un autre aspect important influençant la consommation d'énergie d'un véhicule sur route. L'évaluation de la rugosité de la route présente cependant des obstacles majeurs. En effet, il n'existe pas de dispositif de mesure éprouvé sur le marché répondant adéquatement aux critères fixés. FERIC a donc conçu de toutes pièces cet instrument. Le système consiste en une roue, équipée d'un accéléromètre et d'un capteur LVDT, installée sur le camion et maintenue au sol par un système de ressorts.

L'accéléromètre est un instrument très sensible aux vibrations. À chacun des obstacles (trou ou bosse) il est sollicité et envoie au système d'enregistrement un signal correspondant à l'amplitude de l'obstacle. De plus, l'accéléromètre mesure la vibration induite par la qualité du revêtement (asphalte neuf comparé au vieil asphalte; gravier grossier au gravier fin; asphalte contre gravier). De son côté, le capteur LVDT mesure l'amplitude du déplacement de la roue. Ainsi le système de mesure peut évaluer la hauteur d'une bosse ou la profondeur d'un trou ainsi que leur fréquence.

3.2.5 Modifications apportées au matériel expérimental pour étudier les trains de roulement des remorques

3.2.5.1 Description du second véhicule de recherche

FERIC a apporté un élément nouveau très important à son équipement à la fin de l'année 1986, par l'acquisition de son propre véhicule de recherche.

L'achat d'un tel véhicule est une action essentielle à la poursuite des objectifs de FERIC. En effet, en conduisant des études de plus en plus nombreuses et sophistiquées en transport, il devient important d'augmenter le temps accordé à la recherche appliquée sur le terrain. En possédant son propre véhicule, FERIC peut installer en permanence son système d'acquisition de données, et ainsi consacrer à la recherche le temps qui autrefois était passé au montage et démontage de l'équipement scientifique sur le camion.

Ce geste permet aussi de mieux adapter les capteurs au véhicule sur lequel ils seront installés et d'améliorer la qualité des données recueillies.

Tout ceci a été rendu possible grâce à la synergie provoquée par différents projets internes et externes chez FERIC dont certains contrats de recherche provenant de Transport Canada.

3.2.5.1.1 Le camion tracteur (figure 3.5)

Le nouveau véhicule de recherche utilisé chez FERIC possède les caractéristiques suivantes:

- Modèle: International Eagle F9370
- Moteur: Modèle Caterpillar 3406-B
  Puissance nominale: 298 kW à 2100 tr/min
  Couple: 1864 N•m à 1260 tr/min
- Transmission: Fuller RTO-14608LL
- Pont arrière: International - capacité 20900 kg
  - rapport du différentiel: 4,78
- Essieu avant: Rockwell - capacité 8180 kg
- Empattement: 5,67 m
- L'odomètre indiquait approximativement 23 000 km au début des essais.

Figure 3.5 Tracteur utilisé lors des essais d'évaluation des trains de roulement des remorques

3.2.5.1.2 La remorque (figure 3.6)

Étant donné les besoins très spécifiques des essais prescrits dans le cadre de ce programme de recherche, une remorque régulière ne convenait pas. FERIC a donc loué une remorque expérimentale de l'Association des Routes et Transport du Canada, ARTC.

Figure 3.6 Remorque utilisée lors d'essais d'évaluation des trains de roulement des remorques

Il s'agit d'une semi-remorque plate-forme à 6 essieux dont 5 sont munis d'un système indépendant de levage pneumatique. La suspension pneumatique spécialement conçue de cette remorque répartit automatiquement le poids également sur chaque essieu. Ces caractéristiques permettent d'obtenir plusieurs combinaisons de position d'essieux quant à leur nombre et l'écartement entre chacun.

La remorque était chargée de blocs de ciment, ce qui a permis de bien contrôler la masse de l'ensemble camion-remorque. Cette masse est de 48 300 kg. La remorque a subi quelques transformations au cours des essais. Effectivement, le programme d'essais exigeait l'emploi d'essieux autosuiveurs pour une portion des essais. La remorque fut donc équipée de tels essieux (figure 3.7).

Les caractéristiques de base des essieux autosuiveurs étaient les suivantes:

- Voie: 191,8 cm
- Capacité: 10 230 kg
- Stabilisateurs: pneumatiques
- Système de blocage: pneumatique actionné de l'intérieur de la cabine
- Angle maximal de braquage: 12,5 degrés, réglés par butées non ajustables.

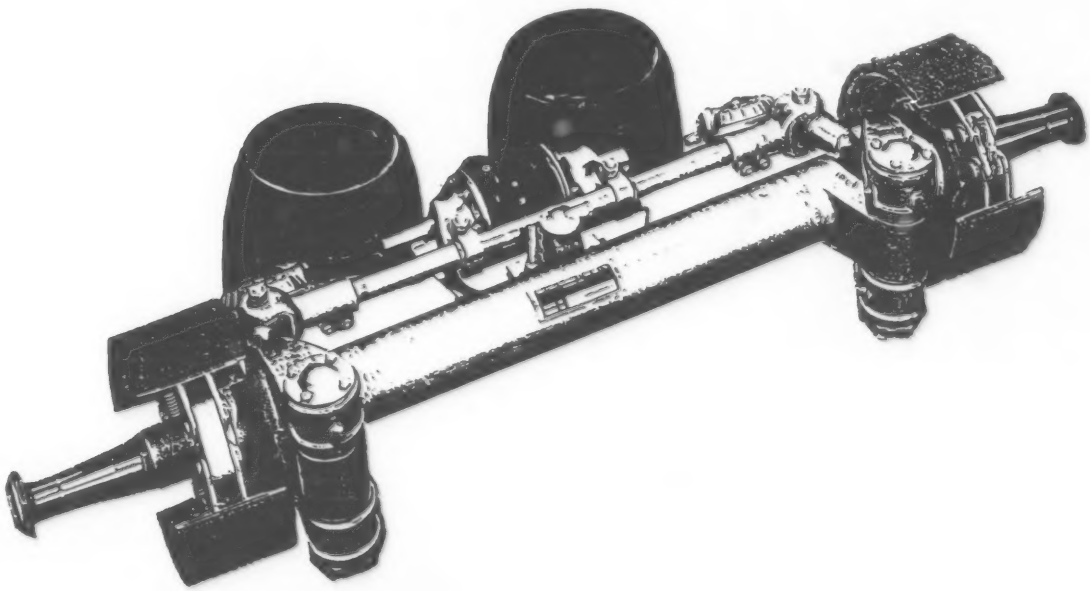


Figure 3.7 Schéma de construction d'un essieu autosuiveur

3.2.5.1.3 Améliorations apportées au système de mesure

Bien qu'aucune difficulté majeure n'ait été rencontrée avec l'équipement utilisé lors de la première série d'essai, FERIC a modifié quelques aspects de l'équipement.

En effet, FERIC considère important d'améliorer continuellement son système d'acquisition des données afin de profiter de l'avancement technologique particulièrement rapide dans le domaine de l'électronique. C'est pourquoi le système d'enregistrement des données a été perfectionné de façon à améliorer sa précision et sa capacité de mémoire.

L'analyse des données provenant des essais effectués lors de la première phase de l'étude a démontré la fiabilité du système. Cependant, FERIC a quand même tenu à apporter des modifications importantes de façon à assurer une plus grande variété de données tout en validant celles déjà obtenues. Il est aussi apparu lors des analyses qu'un paramètre nouveau devait être mesuré, soit le déplacement de la crémaillère de la pompe d'injection de carburant. Effectivement, les présentes études ont montré que, mieux que l'accélérateur, c'est la crémaillère qui régit directement les performances du véhicule. Les régulateurs interviennent sur la crémaillère pour varier l'apport de carburant, ce que l'on ne peut observer à l'étude du mouvement de l'accélérateur seul.

Un second changement important apporté aux capteurs est l'introduction d'un dispositif de mesure de l'angle vertical de la sellette d'attelage. Ce capteur a été introduit pour remplacer les trois potentiomètres à fil mesurant l'angle entre le camion tracteur et la remorque.

3.2.6 Routes d'essais: évaluation de la résistance latérale

3.2.6.1 Route asphaltée

La route asphaltée est d'une longueur approximative de 6,6 km. Les deux premiers kilomètres sont revêtus d'asphalte neuf (moins de 2 ans) alors que le reste du parcours est recouvert de vieil asphalte durci (plus de 10 ans).

En général, la surface de roulement est très lisse sauf durant le 5^{e} km où l'asphalte est abîmé.

La route est assez étroite et dépourvue d'accottement sur toute la longueur, sauf pour les deux premiers kilomètres (partie neuve). L'emprise est elle aussi très étroite ce qui limite énormément la visibilité.

Cette route est très peu achalandée, ce qui était idéal pour le type d'essais réalisés.

Des affiches ont été installées à chaque kilomètre sur la route. À chacun des passages vis-à-vis des affiches, un signal était transmis au système d'acquisition des données, ce qui a permis de subdiviser le parcours en section de 1 km lors de l'analyse.

Des indications différentes ont aussi été placées en bordure de route pour annoncer au chauffeur les changements de vitesse à effectuer. Ces indications ont été rendues necéssaires afin que le chauffeur conserve toujours une même technique de conduite.

La figure 3.8 donne le profil horizontal et le profil vertical de la route asphaltée. On y remarque un grand nombre de virages et une grande diversité de rayons de courbure.

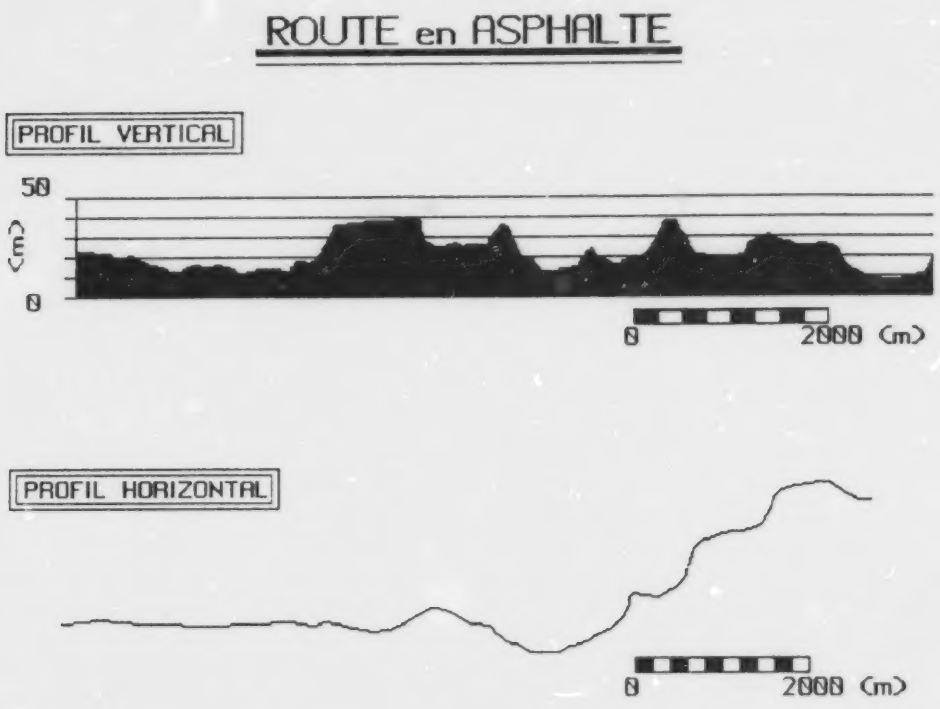


Figure 3.8 Profils horizontal et vertical de la route asphaltée empruntée pour les essais de comparaison de trains de roulement des remorques

3.2.6.2 Route en gravier

La route de gravier utilisée lors des essais de résistance latérale est d'une longueur approximative de 8,55 km. Elle est très représentative d'une route forestière à faible volume de circulation.

La surface de roulement est faite de gravier grossier compacté sur toute la longueur. Au dernier kilomètre, une pente assez raide de 200 m cause certains problèmes de traction aux camions et la surface de roulement s'en trouve donc endommagée.

La route est très étroite tout comme l'emprise dégagée. Étant très sinueuse, la route offre une visibilité réduite.

Des affiches ont également été installées à chaque kilomètre pour subdiviser le parcours lors de l'analyse des données. Les affiches indiquant au chauffeur à quel endroit il doit changer de rapport de boite de vitesses ont aussi été installées (figure 3.9).

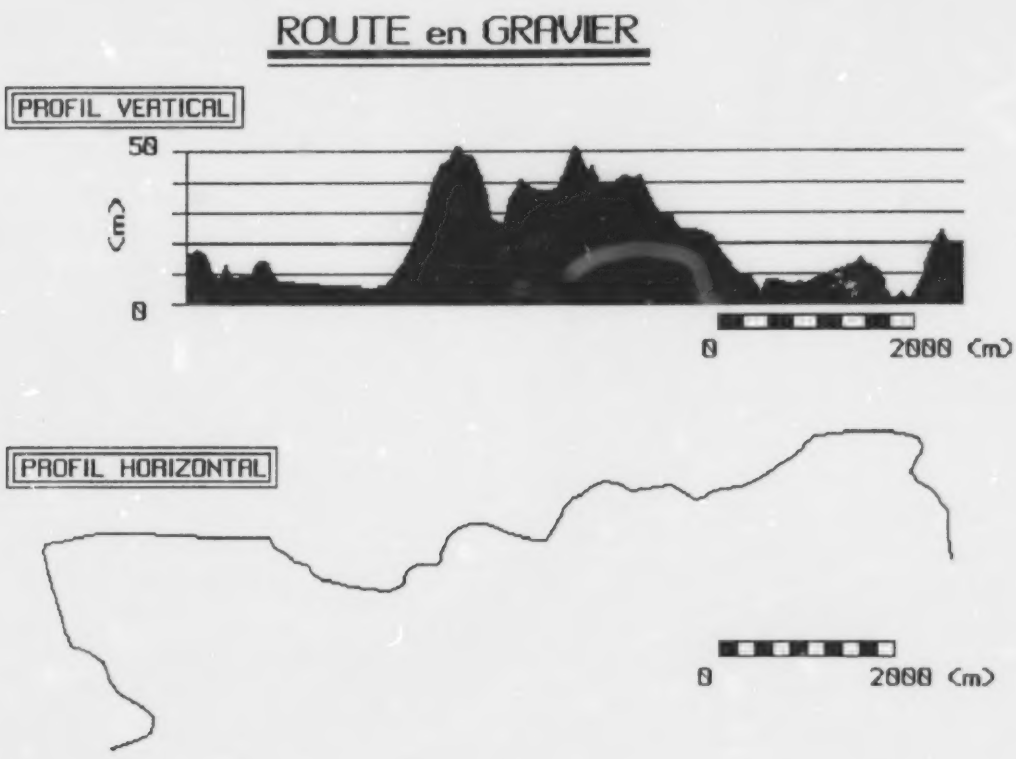


Figure 3.9 Profils horizontal et vertical de la route de gravier empruntée lors des essais d'évaluation de train de roulement des remorques

3.3 Méthodologie expérimentale

L'objectif des essais conduits dans ce projet de recherche est de fournir une banque de données fiables permettant l'évaluation des facteurs affectant la consommation de carburant des véhicules lourds.

Dans un premier temps, nous avons mesuré les réactions des chauffeurs dans certaines situations sur la route et leurs implications sur la consommation énergétique. Les données recueillies doivent permettre d'établir clairement les raisons qui occasionnent un écart dans la consommation énergétique entre deux chauffeurs.

En second lieu, c'est au niveau du véhicule que se porte l'intéret.

L'objectif est de comparer la performance de certaines configurations du train de roulement des remorques en termes de consommation énergétique.

Dans la section qui suivra, nous nous appliquerons à décrire la méthodologie expérimentale mise en place pour les deux séquences d'essais. Il est important de souligner que même si les deux séries d'essais visent l'étude du SICMER, chacune de ces deux phases a été spécialisée à l'étude de certains aspects spécifiques. Ceci explique que la méthode d'essai appliquée soit différente dans les deux cas.

3.3.1 Méthodologie développée pour la première série d'essais: étude des techniques de conduite

Le but de la méthodologie décrite ci-dessous est de permettre aux chauffeurs d'évoluer le plus naturellement possible lorsqu'ils sont confrontés à des situations spécifiques sur route. En contrepartie, ces essais doivent permettre l'enregistrement des réactions des conducteurs de façon à déterminer la meilleure technique de conduite selon une condition spécifique.

Afin de permettre à chaque chauffeur d'accomplir sa tâche le plus efficacement possible, un contrôle constant des divers paramètres pouvant affecter son style de conduite doit être effectué. Pour assurer des conditions similaires à chacun des participants, tous les éléments de la procédure décrite plus bas doivent être minutieusement suivis. Il est essentiel que tous les opérateurs oeuvrent dans le même environnement, mais ce dernier doit être le plus naturel possible. C'est pourquoi on a fait en sorte que la présence d'équipement ou du personnel de recherche de FERIC ne perturbe pas le chauffeur. Ainsi les instructions sont transmises avant le début des essais, puis l'équipe de recherche prend place dans la cabine auxiliaire, où aucun contact n'est possible avec le chauffeur.

C'est dans la cabine auxiliaire que s'effectue le contrôle des paramètres. L'instrumentation installée sur le camion et reliée au moniteur permet aux chercheurs de FERIC de vérifier le comportement du chauffeur et du véhicule à travers ses différentes composantes.

Si l'opérateur du système informatisé décèle une anomalie, l'essai est aussitôt annulé puis repris.

En ce qui concerne les conditions atmosphériques, l'instrumentation montée sur le camion ne mesure que la direction et l'intensité du vent. Une station météo portative se charge de mesurer les autres paramètres mais le programme de recherche stipule que toute activité soit interrompue s'il y a précipitations ou vents violents.

La procédure d'essai se divise en 5 étapes qui sont invariablement répétées pour chacun des candidats.

a) Vérification de l'instrumentation et du véhicule d'essai.

Cette première phase est effectuée avant l'arrivée du chauffeur. Tous les capteurs sont inspectés et ajustés au besoin. Le camion est ensuite soumis à un contrôle général:

- ajustement de la pression des pneus à la valeur prescrite;
- vérification du chargement;
- le niveau des différents liquides est ajusté;

b) Accueil du chauffeur et présentation du programme de recherche.

Le chauffeur, contacté par un employé de la compagnie Maclaren Ltée, rencontre le personnel de FERIC pour la première fois. Il s'agit donc pour ces derniers d'instaurer un climat de détente et d'expliquer au candidat le but de l'étude.

En effet, étant donné que les chauffeurs sont contactés par leur employeur, certains craignaient des représailles de la part de la compagnie envers les chauffeurs moins bien classés. Bien entendu, les résultats demeurent confidentiels et seul un numéro identifie les candidats.

L'ampleur de l'organisation ainsi que l'appareillage monté sur le camion intimident certains chauffeurs. Une brève explication sur le rôle de chaque capteur permet de diminuer les appréhensions des chauffeurs. Cette période, qui dure environ 15 minutes, permet aux chauffeurs de conduire plus naturellement lors des essais.

c) Période de familiarisation

Par la suite, le chauffeur est invité à prendre place au volant du véhicule pour se familiariser avec le camion sur un circuit (différent de celui utilisé pour l'essai véritable) de 50 km. Ce parcours, sans être trop exigeant, permet au chauffeur de changer de rapport à plusieurs reprises de façon à améliorer sa dextérité avec la boîte de vitesses. Des descentes et montées assez importantes complètent le parcours afin que le chauffeur évalue la puissance et le couple développés par le moteur.

À la fin de cette période, le chauffeur doit se sentir assez à l'aise pour procéder au véritable essai sur route.

d) Essais

Avant le départ, le chauffeur reçoit les instructions d'usage qui consistent à décrire l'itinéraire, l'endroit où garer le véhicule à la fin de chacun des deux essais et quelques directives spécifiques aux essais.

À la suite de ces instructions, aucune intervention de la part du personnel de FERIC n'est permise, ceci dans le seul but de laisser le chauffeur conduire le plus naturellement possible.

Les essais se divisent en deux parties. Un premier essai sur parcours relativement facile, d'une longueur d'environ 32 km. La seconde section où le chauffeur est vraiment mis à l'épreuve est d'une longueur de 54 km.

e) Discussion avec le chauffeur

Afin de mieux connaitre le chauffeur et ainsi améliorer la compréhension lors de l'analyse, on recueille ses impressions concernant l'expérience qu'il vient de vivre. Certains admettent qu'ils étaient extrêmement nerveux et que celà a considérablement affecté leur style de conduite. C'est aussi pour le chauffeur l'occasion d'expliquer certaines difficultés qu'il a rencontrées au cours du trajet.

Le chercheur de FERIC profite de cette discussion pour inscrire certains commentaires pertinents sur le formulaire d'essai qui sera consulté lors de l'analyse des données.

3.3.2 Méthodologie appliquée à la seconde série d'essais (Étude des trains de roulement des remorques)

La méthodologie déployée lors de la réalisation des essais ayant pour but l'évaluation des résistances latérales a permis de recueillir des données dans des conditions contrôlées. Ceci permet de s'assurer que les données seront comparables entre elles même si elles ont été récoltées à plusieurs semaines d'intervalle. Effectivement, le programme étant très chargé, les essais ont été échelonnés sur une période de 6 mois, soit de mai à octobre 1987.

3.3.2.1 Étalonnages

Afin de s'assurer d'une bonne connaissance des paramètres reliés à la surface de la route où sont conduits les essais, des étalonnages sont effectuées.

Il est extrêmement important de contrôler la route où sont faits les essais ainsi que l'unité utilisée. Afin d'obtenir une bonne précision dans l'évaluation de ces éléments, FERIC a développé une méthode qui consiste en une série d'essais d'étalonnage décrits ci-dessous.

a) Essai de décélération en roue libre

but : Quantifier la résistance au roulement et la résistance de l'air pour un véhicule spécifique sur une route donnée.

procédure: Tous les essais d'étalonnage se déroulent sur la même portion de route, droite et horizontale d'environ 2 km de longueur. Le véhicule est alors lancé à 60 km/h puis au début du tronçon le chauffeur débraye et laisse le véhicule décélérer en roue libre jusqu'à l'arrêt complet. La décélération en fonction du temps ou de la distance parcourue permet de calculer les forces qui agissent sur le véhicule.

b) Essai à vitesse constante

but : Calculer les résistances dans le système propulsif (autre que le brassage de l'huile).

procédure: Sur la même route, le véhicule circule à vitesse constante (1800 tr/min) sur 1 km. Ces essais sont effectués pour chacun des rapports de la boite de vitesses.

c) Essai d'accélération

but : Déterminer les résistances dans le système propulsif dues à l'application du couple en accélération.

procédure: Le véhicule s'arrête complètement au début de la section de route choisie. Au signal de l'opérateur du système d'acquisition des données, le chauffeur démarre et accélère à la vitesse maximum possible en passant par chacun des rapports.

d) Essai de décélération

but : Déterminer les différences de résistances dans le système propulsif dues à un couple négatif en décélération.

procédure: Le véhicule roule à vitesse maximum, puis au début de la portion de route choisie, le chauffeur retire son pied de l'accélérateur et laisse le camion décélérer, embrayé. Lorsque la vitesse du moteur atteint 1500 tr/min, le chauffeur rétrograde. Il répète pour tous les rapports jusqu'au dernier.

Tous les essais d'étalonnage sont répétés à chaque changement de pneus ou de pression d'air dans ces derniers.

3.3.2.2 Procédure d'essais: résistances latérales

3.3.2.2.1 Conditions atmosphériques

Bien qu'aucune restriction n'était faite quant à la température extérieure à laquelle les essais devait être menés, l'ISO nous fournit l'outil pour corriger la puissance développée par un moteur selon les conditions environnementales dans lesquelles il évolue (ISO 1585). C'est pourquoi les spécifications étaient moins strictes à ce sujet. Les directives mentionnaient toutefois que les essais devaient être interrompus lorsqu'il pleuvait parce qu'il nous est impossible de corriger la consommation de carburant en fonction de l'état de la surface de roulement (sèche ou mouillée).

3.3.2.2.2 Le véhicule

Afin de s'assurer que le véhicule d'essais fournissait constamment une performance équivalente, le niveau des huiles et celui du liquide de refroidissement étaient vérifiés chaque jour. De plus avant chaque essai, une période de stabilisation d'une heure était requise. Durant cette période, le véhicule roulait dans des conditions identiques aux conditions précrites pour l'essai à venir. Ainsi les huiles du moteur et toutes les pièces mécaniques avaient atteint leurs températures normales d'opération avant le début de l'essai.

Les essais sur asphalte ont été réalisés à 3 pressions de gonflage de pneus différentes, soit 480, 620 et 760 kPa. La pression de gonflage était réglée à froid avant la période de stabilisation. Il en était de même pour les essais conduits sur gravier mais une seule pression de gonflage était au programme, soit 620 kPa.

3.3.2.2.3 Le chauffeur

Plusieurs précautions doivent être prises pour garantir une grande régularité dans le travail du chauffeur. En effet il s'agit de l'élément le plus variable intervenant dans ses essais.

Avant le début du programme d'essais, l'équipe de recherche (incluant le chauffeur) a étudié la route de façon à établir les endroits stratégiques où les changements de rapport de vitesse seraient effectués. Cette première opération terminée, ces sites ont clairement été identifiés en bordure de la route de manière à permettre au chauffeur de conduire en utilisant la même technique à chaque voyage.

Les essais sur asphalte ont été réalisés à 3 vitesses différentes soit: 30, 45 et 60 km/h. Étant donné les nombreuses courbes et pentes situées tout au long du parcours, il était impossible de conserver une vitesse constante. Ainsi la vitesse spécifiée devenait une vitesse cible que le chauffeur tentait de conserver. La grande expérience et la dextérité du chauffeur faisaient en sorte que la vitesse ne variait que de ±5 km/h en général. Les mêmes commentaires prévalent pour les essais sur gravier mais la seule vitesse cible au programme était 40 km/h.

Le chercheur responsable des essais accompagnait toujours le chauffeur durant l'essai pour vérifier que la procédure prescrite était parfaitement suivie, et pour contrôler le bon fonctionnement du système d'acquisition des données.

Chacun des types d'essais spécifiés au programme a été réalisé 4 fois dans les deux directions (voir tableau 3.1 et figure 3.10).

Avant le début de l'essai, le chauffeur immobilisait son véhicule au centre de la chaussée face à une affiche spécialement installée pour marquer le début du tronçon de route. Le chercheur mettait alors le système d'acquisition des données en route puis indiquait au chauffeur de démarrer. L'essai se terminait lorsque le véhicule s'immobilisait face à l'affiche marquant la fin du tronçon d'essai. C'est à ce moment que le système d'acquisition des données était arrêté.

Tableau 3.1 Description des combinaisons de trains de roulement étudiés

Combinaison	Pneus		Position des essieux		Modèle d'essieux		
	Doubles	Simples	Groupés	Écartés	Rigides	Un autosuiveur	Deux autosuiveurs
1	X		X		X		
2	X			X	X		
3	X			X		X	
4	X			X			X
5		X	X		X		
6		X		X	X		
7		X		X		X	
8		X		X			X

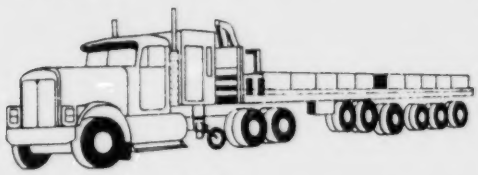
3.3.2.3 Essais du dispositif d'aide aux chauffeurs

Ces essais se sont déroulés sur la même portion de route où étaient pratiqués les essais de résistance latérale.

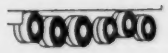
Les essais se sont déroulés en deux étapes. Dans un premier temps, les seules instructions que recevait le chauffeur étaient de démarrer à un signal prédéterminé et de s'arrêter à un autre point lui aussi connu. Il conduisait selon sa propre technique. Par la suite, nous avons installé une boite monitrice qui guide le chauffeur afin d'obtenir un rendement optimal de son véhicule (celle-ci sera décrite au chapitre 8, figure 8.2, de ce rapport). La même série d'essais a été reproduite mais cette fois, le chauffeur devait suivre les instructions transmises par la boite monitrice.

REMORQUE AVEC PNEUS DOUBLES

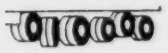
1. 4 essieux groupés



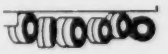
2. 4 essieux écartés



3. 1 essieu auto-directeur, 3 essieux rigides

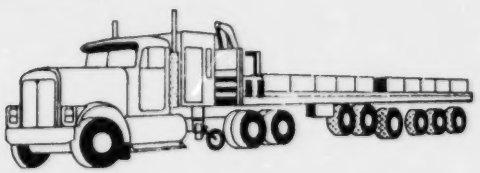


4. 2 essieux auto-directeurs, 2 essieux rigides



REMORQUE AVEC PNEUS SIMPLES

5. 4 essieux groupés



6. 4 essieux écartés

7. 1 essieu auto-directeur, 3 essieux rigides

8. 2 essieux auto-directeurs, 2 essieux rigides

Figure 3.10 Description des différents trains de roulement des remorques étudiés

4. ÉTUDE DES LIAISONS ENTRE LES COMPOSANTES DE LA MACHINE DANS LE CADRE DU SICMER

4.1 Établissement des relations à partir des données enregistrées

Pour pouvoir étudier un camion sur la route dans le cadre du SICMER, il est nécessaire de connaitre les caractéristiques principales de transformation énergétique du moteur qui propulse le camion. On sait que les fournisseurs des moteurs n'établissent jamais les courbes des transformations énergétiques pour tous les moteurs vendus aux fabricants de camion. Ils ont en principe les courbes générales pour ce type de moteur. De plus, les courbes de ces moteurs sont établies sur les bancs d'essai, et peuvent présenter des valeurs différentes de celles qu'on obtient lorsque les moteurs sont montés dans un camion et utilisés dynamiquement. D'un autre côté, les essais de vérifications des unités sur les bancs d'essais de camions sont de courte durée et ne peuvent en aucun cas représenter une base d'étude énergétique sur route.

C'est pour cette raison que FERIC a travaillé pendant plusieurs années sur un système de mesure qui permettrait d'obtenir, directement sur route, les courbes caractéristiques du moteur utilisé dans son environnement normal.

Sachant que la transformation énergétique dans un moteur est définie par trois mesures principales: couple en N•m, vitesse de rotation du moteur en tr/min et consommation en L/h ou en kg/h, FERIC a perfectionné un système permettant de mesurer ces trois valeurs simultanément sur la route, et cela, avec précision et fidélité dans la répétition. Les instruments utilisés sont décrits au chapitre précédent, et on ne mentionne ici que le couplemètre monté entre la boite de vitesses et le pont arrière. Par conséquent la mesure du couple se fait à la sortie de la boite de vitesses et tient automatiquement compte des pertes dans le moteur et la boite de vitesses.

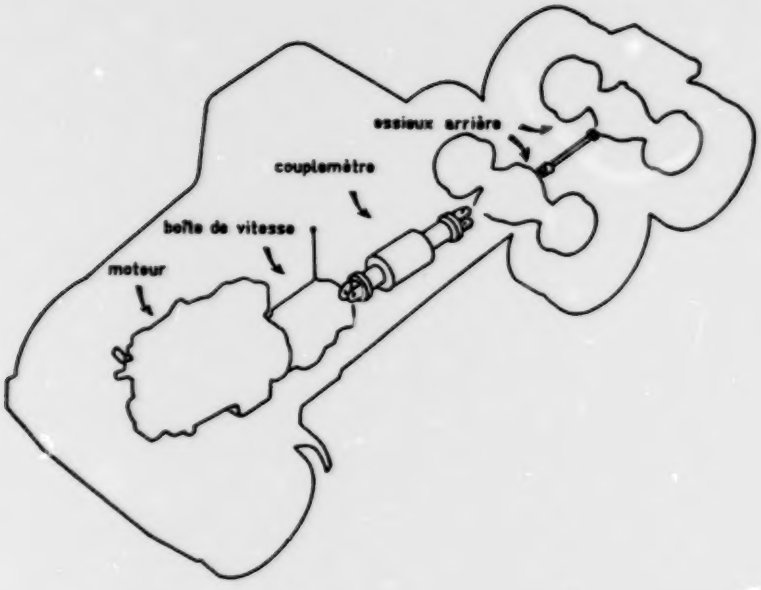


Figure 4.1 Schéma du montage du couplemètre
dans la chaîne cinématique du camion expérimental

L'équilibre dynamique des moments à la sortie du moteur, dans ce cas, est le suivant:

$$M_{CMM} - \frac{M_{CM}}{i_{TR}} - M_E + \frac{M_{TR}}{i_{TR}} - M_{IN} + M_{RPM} + M_{IRM} + M_{ACC} + \frac{M_{TR}}{i_{TR}} \qquad (4.1)$$

où:

M_{CMM} - moment dynamique mesuré au couplemètre et ramené au moteur, (N•m)

M_{CM} - couple mesuré au couplemètre, (N•m)

i_{TR} - rapport de la boîte de vitesses

M_E - moment effectif à la sortie du moteur, (N•m)

M_{TR} - moment correspondant à la perte dans la boite de vitesses[1], (N•m)

M_{IN} - moment indiqué du moteur, (N•m)

M_{RPM} - moment des résistances passives du moteur, (N•m)

M_{IRM} - moment provoqué par les inerties rotatives du moteur, (N•m)

M_{ACC} - moment dû aux accessoires du moteur, (N•m)

Dans la formule précédente les moments M_{RPM}, M_{TR} et M_{ACC} sont toujours négatifs. Le moment M_{IRM}, peut être soit négatif ($\frac{d\omega}{dt} > 0$), soit égal à zéro ($\frac{d\omega}{dt} = 0$), soit positif ($\frac{d\omega}{dt} < 0$). Le moment indiqué du moteur M_{IN} est toujours positif.

C'est en se servant du système d'enregistrement directement sur la route qu'on a établi les courbes des couples maximums et partiels (pour les dépressions constantes d'accélérateur ou isopédales[2] correspondant à 100, 80, 60, 50 et 40% de dépression). Sur la figure 4.2 on donne les couples en fonction de la vitesse de rotation du moteur en tr/min et sur la figure 4.3 les puissances maximales et partielles du moteur Cummins Formula 350 NTC (III).

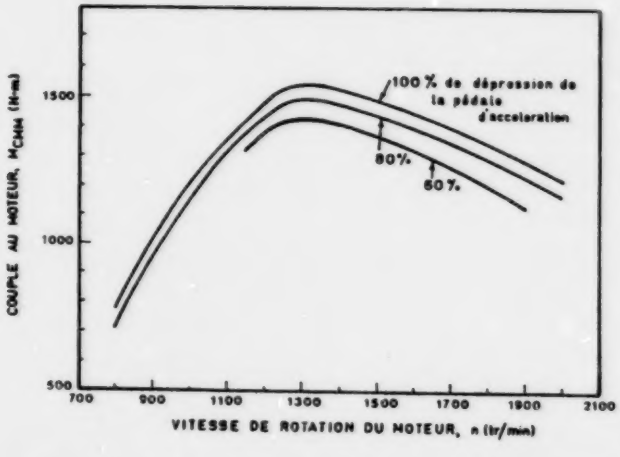


Figure 4.2 Couples mesurés au couplemètre et ramenés au moteur en fonction de la vitesse de rotation du moteur

(1) Tenant compte du moment d'inertie de la boite de vitesses.
(2) On désignera par "isopédale" une dépression constante de la pédale d'accélérateur.

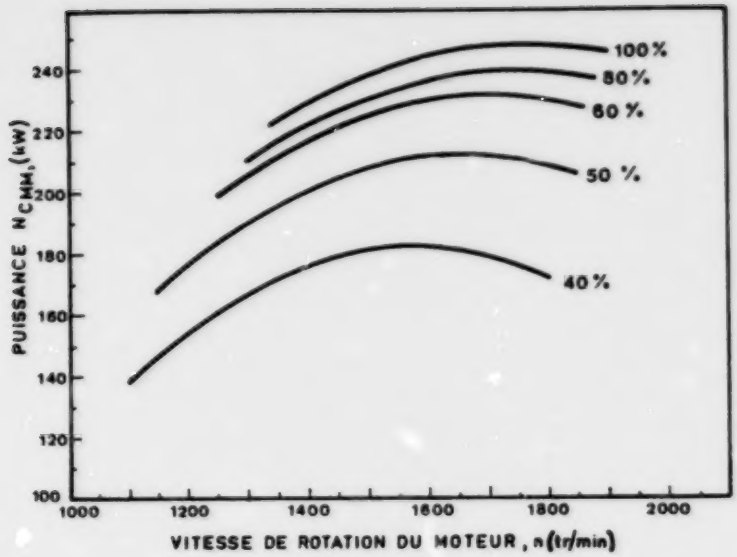


Figure 4.3 Puissances mesurées au couplemètre et ramenées au moteur en fonction de la vitesse de rotation du moteur

La figure 4.4 donne la comparaison entre la courbe du couple maximum du moteur Cummins Formula 350 NTC (III) donnée par le constructeur et la courbe des couples mesurés au couplemètre et ramenés au moteur obtenus par le camion expérimental lors des essais des chauffeurs. Le couple mesuré est inférieur car il tient compte des pertes dues à la boite de vitesses et au ventilateur du camion. Non seulement la différence est logique mais de plus l'allure de la courbe est la même. Cela prouve que les valeurs enregistrées au cours des essais sur la route, au moyen des instruments montés sur le camion, peuvent servir pour l'étalonnage du moteur utilisé. Ainsi, on peut le définir dans son environnement naturel, ce qui est un avantage appréciable pour constituer une banque de données nécessaire à l'étude du SICMER.

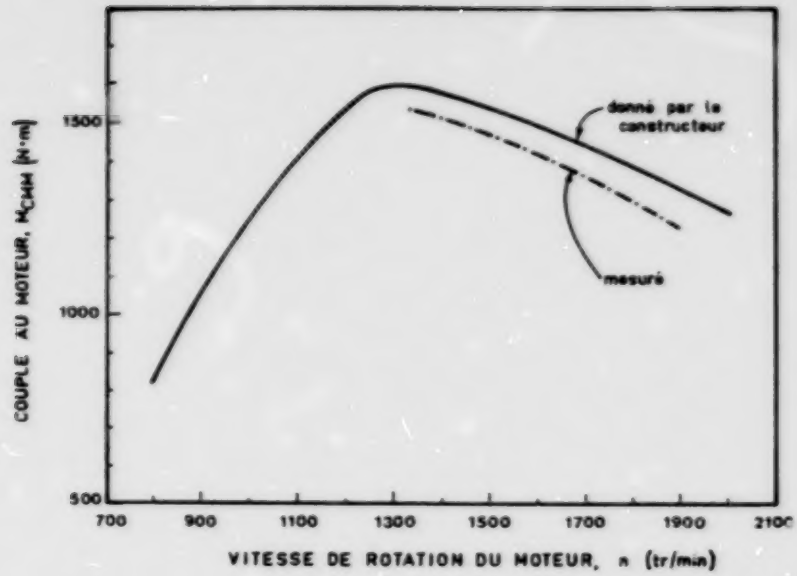


Figure 4.4 Couple M_{CNM} donné par le constructeur comparé au couple mesuré au couplemètre et ramené au moteur

La figure 4.5 donne les consommations spécifiques[1], exprimées en kg/kW·h, en fonction de la vitesse de rotation du moteur en tr/min pour les différentes isopédales pour le moteur Cummins 350 NTC (III). Dans ce cas, comme avec les couples et les puissances, on a réussi à tracer des courbes représentant des consommations spécifiques à partir des valeurs enregistrées directement sur la route.

La relation entre la dépression de l'accélérateur, la consommation spécifique de carburant et la vitesse de rotation du moteur rattache l'action du chauffeur aux performances du moteur, et représente le premier maillon dans la chaine "homme-machine-route".

Les caractéristiques du moteur Cummins Formula 350 NTC (III) données ci-dessous, ont été enregistrées lors des essais de différents chauffeurs avec un camion Ford sur la route au sud de Mont-Laurier (voir le schéma de la route d'essai au chapitre 3).

---

(1) Calculées à partir des lectures du débitmètre et du couplemètre (par convention les lectures de ce dernier peuvent être négatives, d'où des consommations spécifiques qui peuvent aussi être négatives).

Plus tard on a utilisé le camion International COF-9370 de FERIC, équipé du moteur Caterpillar 3406B (298 kW) pour les essais concernant l'influence du profil de la route sur la consommation énergétique. La spécification de ce camion est donnée au chapitre précédent. Étant donné que cette deuxième série d'essais comportait l'enregistrement du déplacement de la crémaillère de la pompe d'injection en plus de celui de l'accélérateur, on utilisera à partir de maintenant les résultats obtenus avec le moteur Caterpillar 3406B (298 kW à 2100 tr/min).

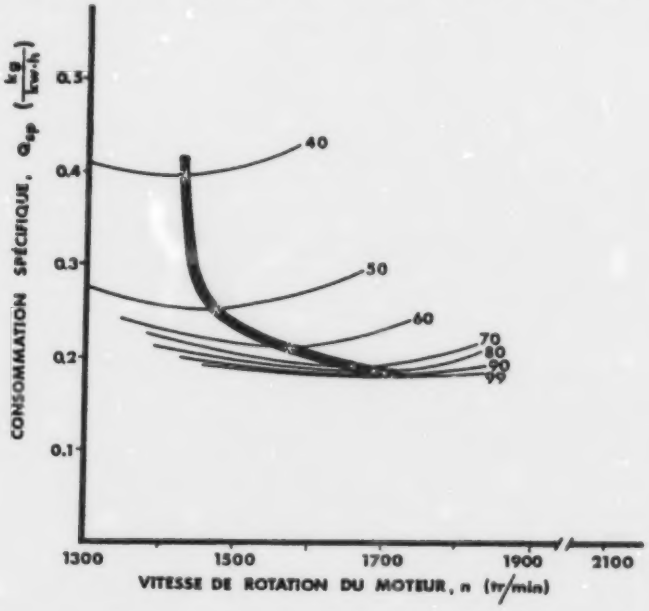


Figure 4.5 Consommation spécifique en fonction de la vitesse de rotation du moteur Cummins Formula 350 NTC (III) pour les différentes isopédales

Tout d'abord il s'agissait d'établir la liaison entre l'accélérateur et la crémaillère de la pompe d'injection. La pédale d'accélération étant commandée par le chauffeur ne subit aucune autre correction contrairement à la crémaillère, qui dans le cas du moteur 3406B est corrigée en fonction de la vitesse de la pompe d'injection (moitié de la vitesse du moteur pour les moteurs à 4 temps) et en fonction de la demande de la puissance sur la route.

La figure 4.6 donne la liaison entre la dépression de l'accélérateur π et la crémaillère q pour les différentes vitesses de rotation du moteur (de 700 tr/min à 2200 tr/min). C'est la liaison à travers le régulateur de vitesse. La figure 4.7 donne la même liaison, combinée avec l'action du régulateur faisant l'appoint en carburant en fonction de la demande de la puissance sur la route. Les points enregistrés montrent que le régulateur d'appoint en carburant agit de bas en haut verticalement pour la même dépression d'accélérateur, c'est-à-dire qu'il augmente artificiellement la dépression selon les besoins à l'instant donné.

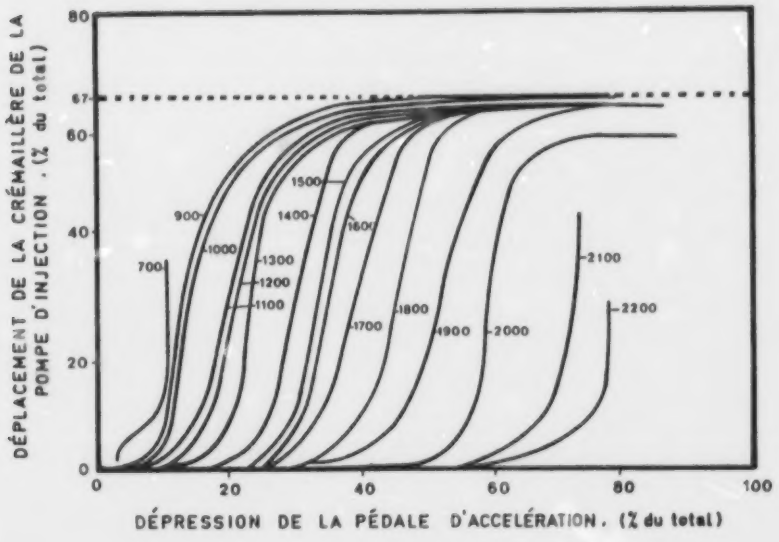


Figure 4.6 Liaison entre la dépression de l'accélérateur π et le déplacement de la crémaillère de la pompe d'injection q

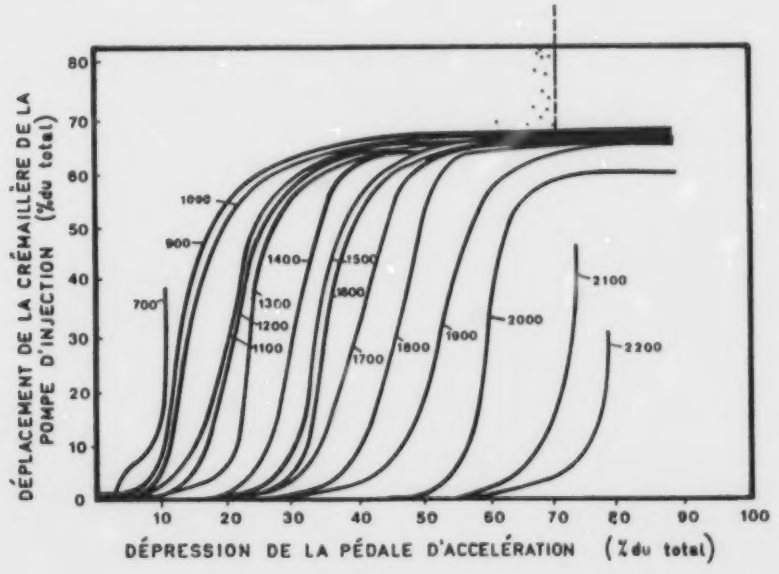


Figure 4.7 Liaison entre la dépression de l'accélérateur π et le déplacement de la crémaillère de la pompe d'injection q avec action du régulateur

Ensuite il fallait établir la liaison entre le couple, M_{CMM}, en N·m à la sortie du moteur, la vitesse de rotation du moteur, n, en tr/min, et le déplacement de la crémaillère de la pompe d'injection, q, en pourcentage du total de sa course. La figure 4.8 donne cette liaison[1].

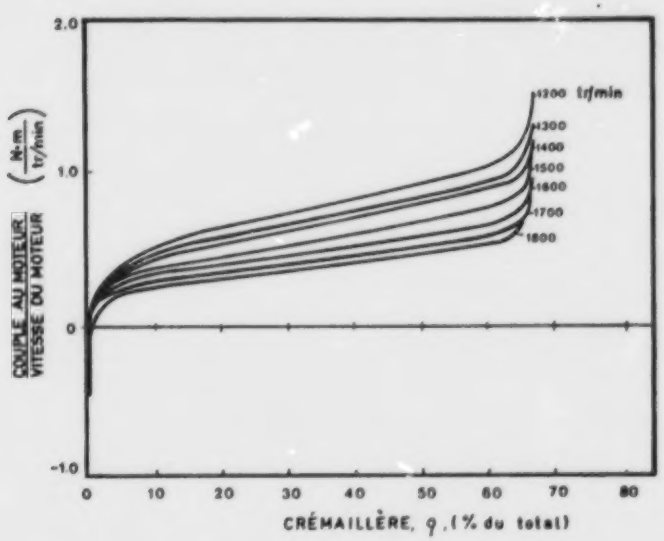


Figure 4.8 Liaison entre la crémaillère, la vitesse de rotation du moteur et le couple à la sortie du moteur

Par conséquent, en mesurant le déplacement de la crémaillère q et la vitesse du moteur n, on peut tout d'abord déterminer le couple M_{CMM} à la sortie du moteur au moyen de la figure 4.8, et ensuite, en se servant de la figure 4.6, déterminer le déplacement de l'accélérateur ou vice versa. On peut aussi, en connaissant la position de l'accélérateur π et la vitesse de rotation du moteur n, déterminer, au moyen des figures 4.6 et 4.8, le couple M_{CMM} à la sortie du moteur. Cette liaison est très importante car elle relie l'action du chauffeur, c'est-à-dire la dépression de l'accélérateur à la vitesse n et au couple M_{CMM} du moteur. Par conséquent, en introduisant les équations des courbes données par les figures précédentes dans un modèle de simulation, on peut étudier d'une manière dynamique la liaison entre l'action du chauffeur et les performances de notre moteur dans les deux sens, c'est-à-dire soit en partant de l'accélérateur commandé par le chauffeur, soit en partant des performances du moteur et en aboutissant à la position de l'accélérateur nécessaire pour développer ces performances.

(1) L'action du régulateur d'appoint dans ce cas est horizontale, donc elle ne change pas le rapport M_{CMM}/n et on peut la négliger.

Avant de continuer à relier le chauffeur à la machine et à la route, il est souhaitable d'analyser quelle serait la meilleure technique d'utilisation de l'accélérateur pour un moteur donné. Pour aider à répondre à cette question importante, une relation a été développée entre la consommation spécifique du moteur, c'est-à-dire la quantité de carburant utilisée en kg par rapport à l'énergie cinétique exprimée en kW•h, et la vitesse du moteur en tr/min, pour un faisceau de courbes isopédales allant de 100% à 60% de dépression, pour le moteur Caterpillar 3406B (298 kW à 2100 tr/min). Ces courbes sont données sur la figure 4.9.

Rappelons qu'on a déjà donné sur la figure 4.5 les mêmes courbes pour le moteur Cummins Formula NTC 350 (III).

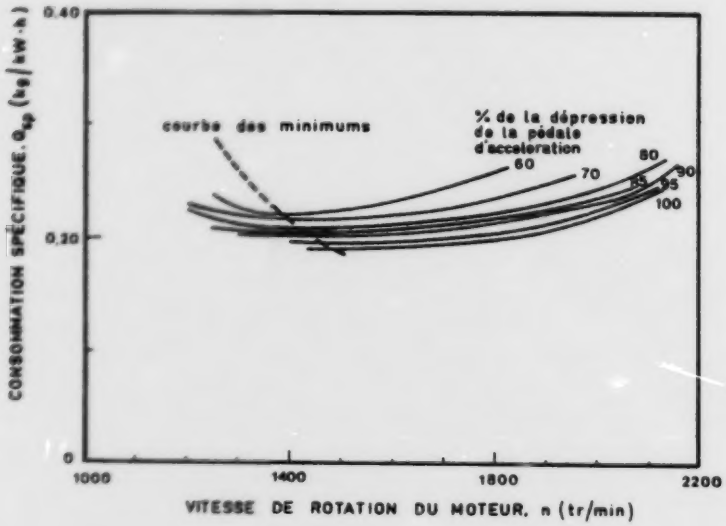


Figure 4.9 Consommation spécifique en fonction de la vitesse de rotation du moteur Caterpillar 3406B pour les différentes dépressions constantes de l'accélérateur

Sur ces courbes on remarque qu'à chaque dépression de l'accélérateur correspond un minimum de consommation spécifique. Si ces minimums sont reliés entre eux on obtient une courbe des minimums de consommation spécifique. C'est autour de cette courbe des minimums que chaque chauffeur devrait tendre à se situer en utilisant judicieusement l'accélérateur et les rapports de la boite de vitesses pour satisfaire la demande de la route et en même temps conduire économiquement.

Maintenant il s'agit de relier la consommation de carburant Q_M en mL/tr au couple du moteur M_{CMM} et à la vitesse de rotation du moteur n. Les figures 4.10 à 4.13 donnent ces relations pour les différentes vitesses de rotation du moteur et pour les couples positifs (en traction) et les couples négatifs (en frein moteur). On donne également les relations au cas où la crémaillère augmente ou diminue.

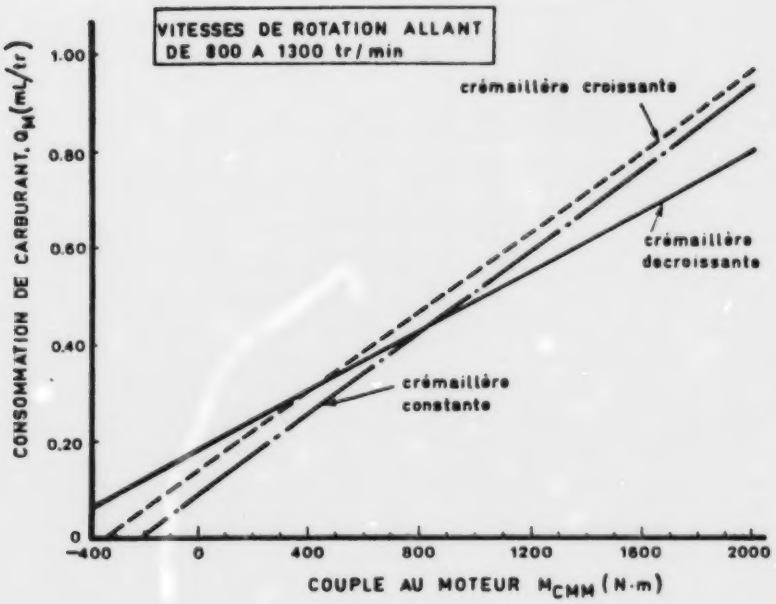


Figure 4.10 Relation entre le couple et la consommation du moteur Caterpillar 3406B pour une vitessse de rotation de 800 à 1300 tr/min

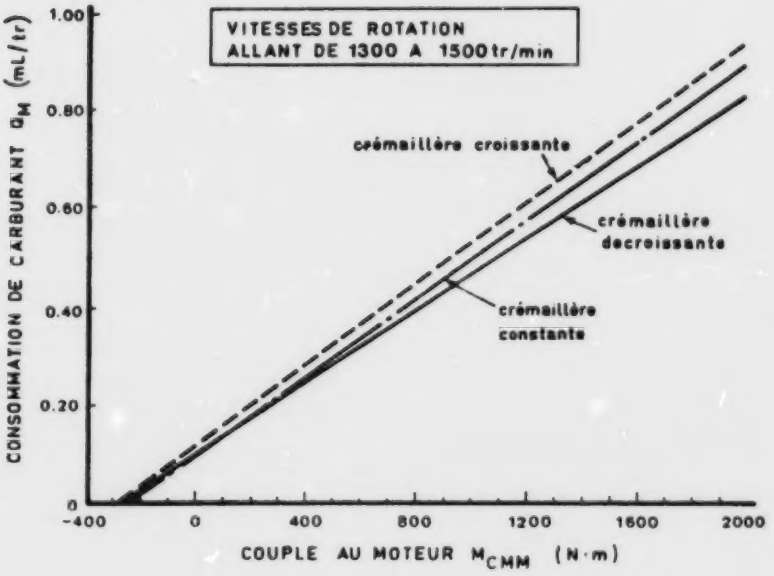


Figure 4.11 Relation entre le couple et la consommation du moteur Caterpillar 3406B pour une vitesse de rotation de 1300 à 1500 tr/min

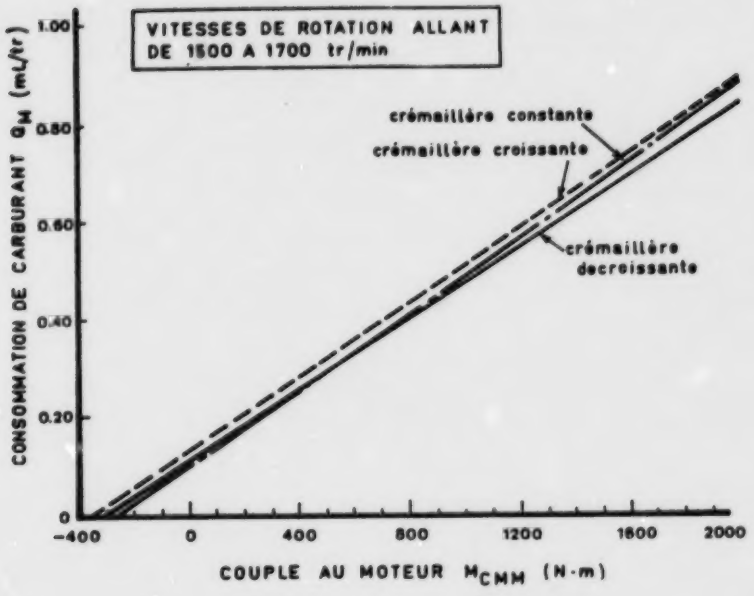


Figure 4.12 Relation entre le couple et la consommation du moteur Caterpillar 3406B pour une vitesse de rotation de 1500 à 1700 tr/min

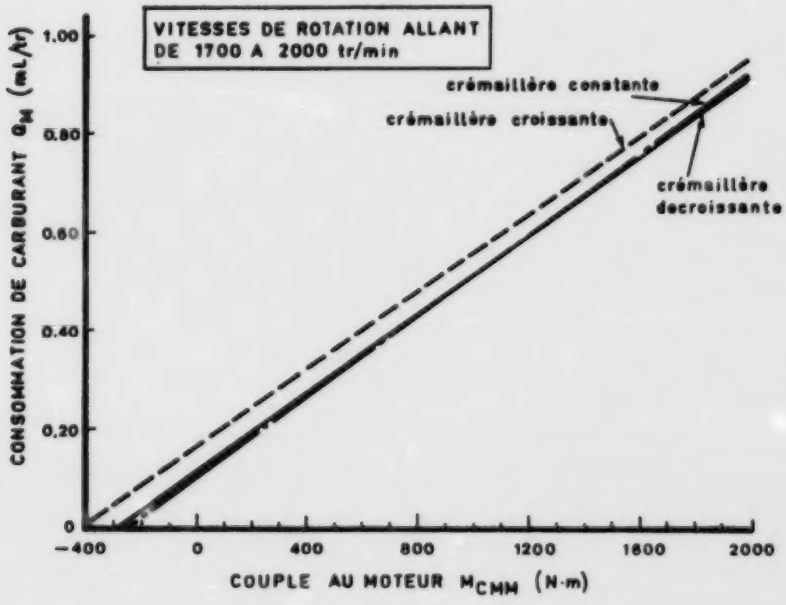


Figure 4.13 Relation entre le couple et la consommation du moteur Caterpillar 3406B pour une vitesse de rotation de 1700 à 2000 tr/min

Lorsque les relations entre la consommation du carburant, la vitesse de rotation du moteur et le couple sont connues on peut procéder à l'établissement de la force de traction aux roues motrices ou à l'établissement du facteur dynamique.

La force de traction aux roues motrices s'obtient par la relation suivante:

$$F_{TDR} = F_{DCMR} + F_{BHE} + F_{FCE} \qquad (4.2)$$

où:

F_{TDR} - Force dynamique totale de traction aux roues motrices (comprenant la force d'inertie en accélération ou en décélération), (N)

F_{DCMR} - Force dynamique correspondant au couple mesuré au couplemètre et ramenée aux roues motrices (elle n'est pas réduite des pertes dans les deux essieux arrière), (N). Elle est égale à:

$$F_{DCMR} = \frac{M_{CM} \cdot i_{EA}}{r^{T}_{CD}} \qquad (4.3)$$

où:

M_{CM} - couple mesuré au couplemètre, (N·m)

i_{EA} - rapport de l'essieu arrière

r^{T}_{CD} - rayon des pneumatiques de traction (chargés) avec application du couple, (m)

F_{BHE} - force de résistance due au brassage des huiles dans les deux essieux arrière, (N)

F_{FCE} - force de résistance à la rotation dans les deux essieux arrière due à l'application du couple (frottements), (N)

Dans l'équation (4.2) les forces F_{BHE} et F_{FCE} sont toujours négatives et la force F_{DCMR} peut être positive, négative ou égale à zéro selon que le moteur tire, freine ou est séparé de la chaine cinématique.

On définit alors le facteur dynamique f_{Dk} par la relation suivante:

$$f_{Dk} = \frac{F_{TDR}}{g \cdot m_T} \tag{4.4}$$

où:

f_{Dk} - facteur dynamique, (N/N)

m_T - masse totale de l'ensemble, (kg)

et la figure 4.14 ci-dessous montre les variations du facteur dynamique en fonction de la vitesse sur route, de la dépression de l'accélérateur et du rapport de boite choisi.

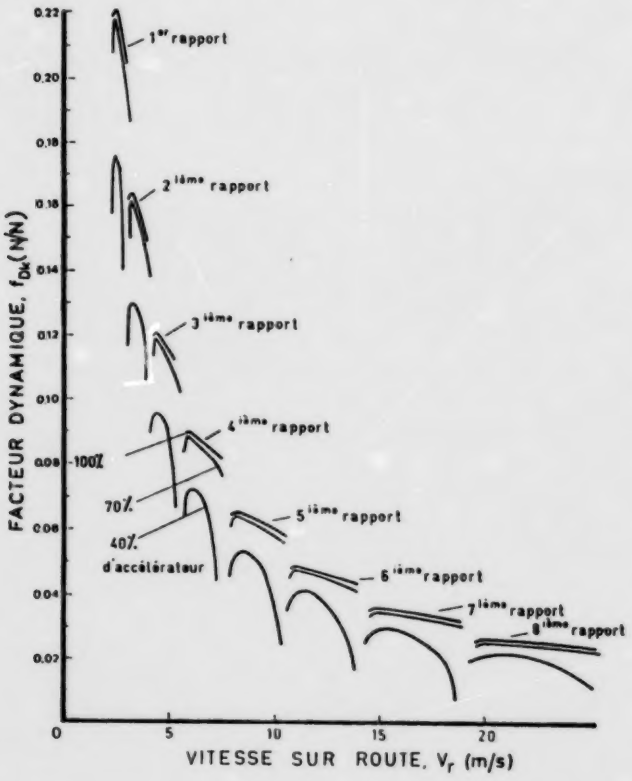


Figure 4.14 Diagramme du facteur dynamique en fonction de la vitesse sur route à travers tous les rapports de la boite de vitesses

Au moyen des diagrammes donnés par les figures 4.6 à 4.14 on peut relier l'action de l'homme à travers le système propulsif jusqu'aux roues motrices ou vice-versa, prédire l'action de l'homme en fonction de l'accélération désirée et de la demande dynamique de la route, résultant en une vitesse sur la route, une puissance (couple) développée et une consommation de carburant.

4.2 Exemples d'utilisation des relations obtenues à partir des données enregistrées sur la route et comparaison avec des résultats réels

Pour illustrer la description de la liaison entre le moteur et les roues tractrices on se servira de quelques exemples d'enregistrements des données réelles et on les comparera avec des résultats obtenus au moyen des relations précédentes.

Nous allons examiner l'utilisation successive des différents diagrammes dans quatre cas particuliers, pour quatre valeurs différentes de la dépression de la pédale d'accélérateur. Les points correspondant à ces cas sont représentés sur la figure 4.15.

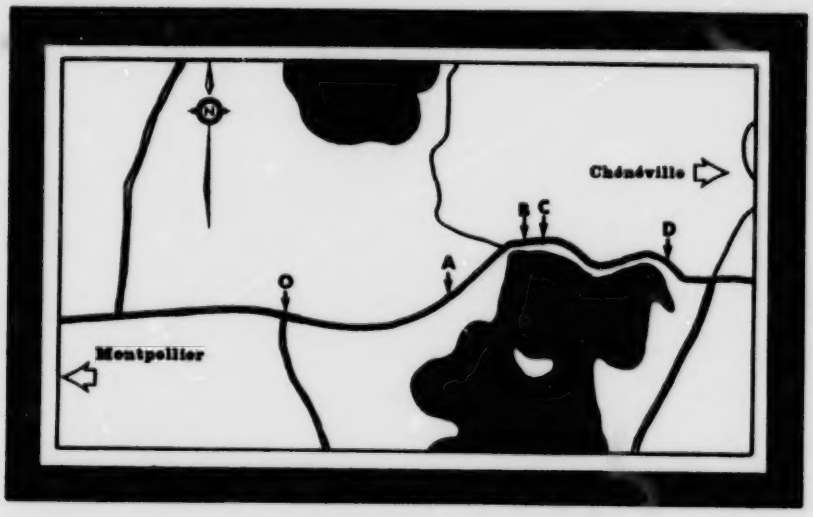


Figure 4.15 Portion de la route Montpellier-Chénéville utilisée pour les essais

Dans les trois premiers cas le rapport de vitesse est égal à 1:1 (7^{e} rapport de boite) et dans le quatrième il est égal à 1.36:1 (6^{e} rapport) mais le nombre de tr/min est variable, en d'autres termes la vitesse sur route est variable.(1)

(1) On trouvera à l'annexe A des extraits des fichiers relatifs aux quatre exemples étudiés.

4.2.1 Exemple 1

Le premier point considéré (A), situé à 670 m du départ, (voir figure 4.15) se trouve sur un tronçon de route presque horizontal (0,001% de pente). À cet endroit le camion va à 17 m/s, le chauffeur essaie de maintenir cette vitesse. Le choix est alors le suivant: pédale 33,3%; 7e rapport. La vitesse de 17 m/s se traduit en une vitesse de rotation du moteur de 1470 tr/min. Les courbes qui lui correspondent en tant que iso-tr/min sont celles de 1400 à 1500 tr/min. Sur la figure 4.16, à une valeur de 33,5% de dépression de l'accélérateur correspond une valeur de déplacement de la crémaillère égale à 52% pour 1400 tr/min et 36% pour 1500 tr/min, la valeur relative à 1470 tr/min serait 41% de crémaillère.

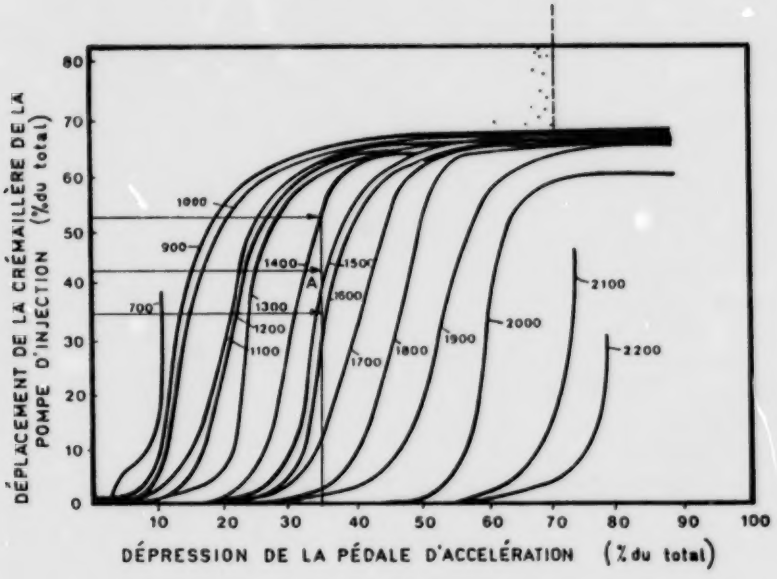


Figure 4.16 Position du point A dans le plan "dépression de l'accélérateur; déplacement de la crémaillère"

Sur le graphique 4.17, à la valeur 41% de crémaillère correspond une valeur du rapport couple/vitesse du moteur [N·m/(tr/min)] égale à 0,71 sur la courbe 1400 tr/min et 0,60 sur la courbe 1500 tr/min. La valeur intermédiaire pour 1470 tr/min est 0,65. Avec une vitesse de 1470 tr/min et un rapport égal à 0,65 la valeur du couple développé est 1470 × 0,65 = 955 N·m. En reportant cette valeur sur le graphique 4.18, et en se référant à la droite correspondant à 1300-1500 tr/min, nous obtenons une valeur de 0,49 pour le rapport mL/tr, ce qui nous donne une consommation égale à 2470 × 0,49/60 = 12 mL/s.

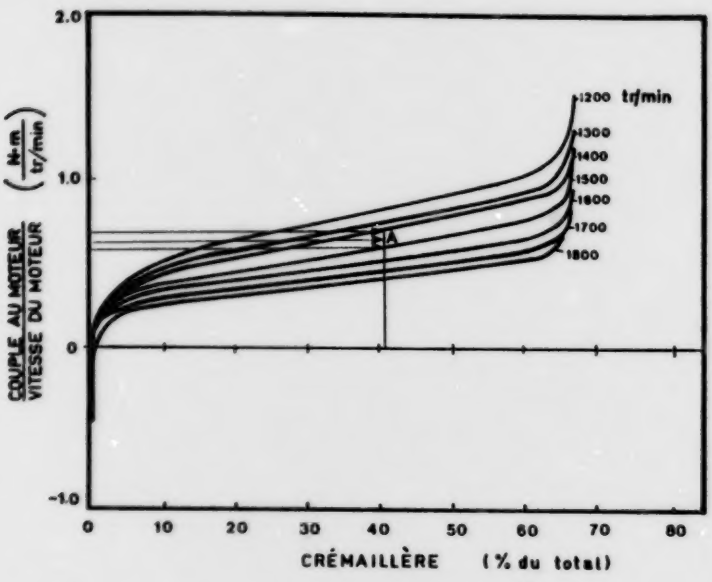


Figure 4.17 Position du point A dans le plan
"déplacement de la crémaillère;
rapport du moment du couple à la vitesse de rotation du moteur"

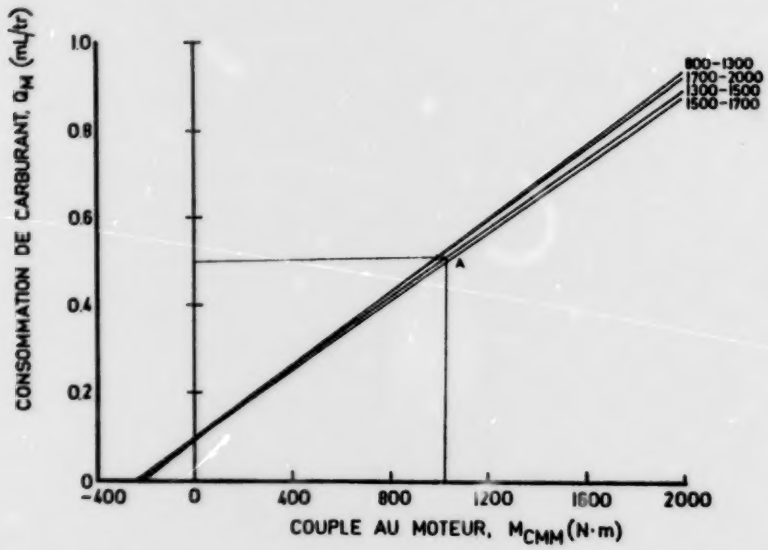


Figure 4.18 Position du point A dans le plan
"moment du couple au moteur; taux de consommation par tour"

Les valeurs obtenues sur ces différents graphiques peuvent être comparées aux mesures relevées sur la route:

- variables de références:

  Dépression de pédale - 33.36% ≈ 33.5%

  Vitesse du moteur - 1469.48 tr/min ≈ 1470 tr/min

  Rapport de vitesse - 1:1 (7^{e} rapport de boite)

- variables dépendantes:

	valeurs mesurées sur route (moyenne de 649 à 694 m)	valeurs obtenues sur graphique	Écart
crémaillère	44.22	41	8%
N•m/(tr/min)	0.71	0.65	13%
couple (N•m)	1043	955	8%
mL/tr	0.507	0.49	3%
mL/s	12.42	12.0	3,5%

En ce qui concerne la consommation spécifique et en se référant au graphique 4.19 nous obtenons, pour une vitesse de rotation du moteur égale à 1470 tr/min et en utilisant la courbe 30-60% de dépression d'accélérateur, une valeur de la consommation spécifique égale à 0,22 kg/kW•h. Celle-ci est très voisine de 0,2229 kg/kW•h obtenue à partir des mesures sur route.

La différence de 0,0029 représente moins de 1,3% d'écart relatif.

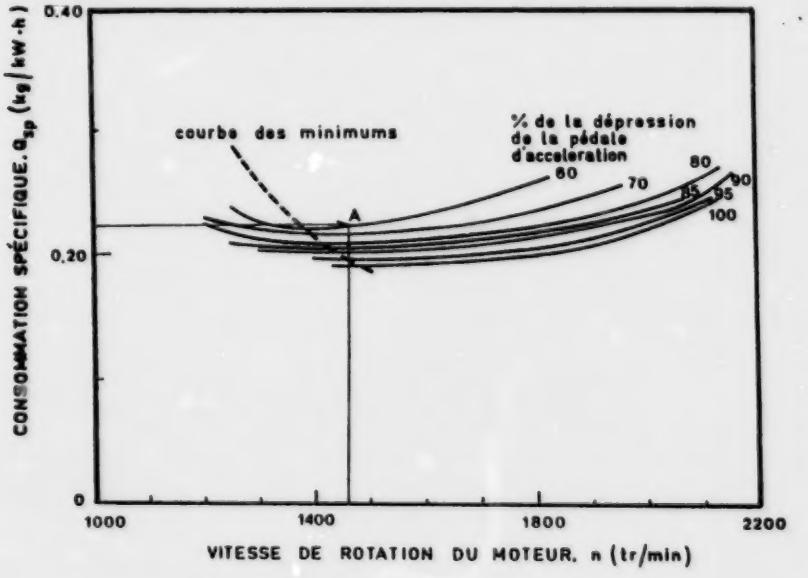


Figure 4.19 Position du point A dans le plan "vitesse de rotation du moteur; consommation spécifique"

Si nous examinons maintenant la position du point (A) dans le plan "vitesse; facteur dynamique", (voir figure 4.20), nous pouvons faire les remarques suivantes:

Il se situe dans la zone recouverte par le 7^{e} rapport de boite, au dessous de la courbe isopédale de 40%, on peut donc tracer l'isopédale de 33.3% de ce même rapport en prenant (A) comme point de référence et en suivant l'allure de la courbe de 40%; de plus on est dans une situation où la vitesse est relativement constante, (écart-type = 0,08 m/s), c'est donc que le point (A) se trouve sur la courbe (parabole) qui représente la résistance totale sur route en ce point en fonction de la vitesse.

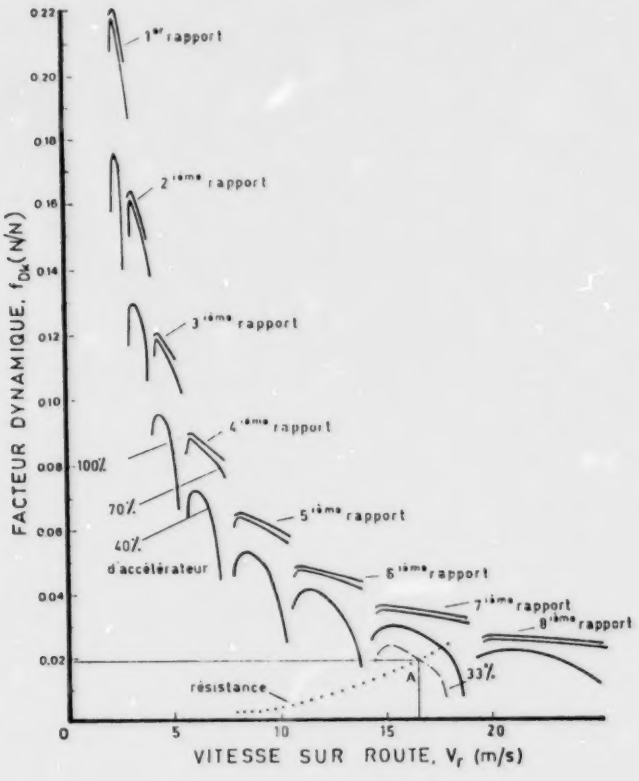


Figure 4.20 Position du point A dans le plan "vitesse; facteur dynamique"

4.2.2 Exemple 2

Considérons maintenant un second point (B) pour lequel nous avons une situation voisine de celle du point (A) (voir figure 4.15). Pour ce point nous aurons une vitesse de rotation du moteur égale à 1460 tr/min, voisine de 1470 tr/min pour le point (A), mais avec une dépression d'accélérateur de 46%. La position de ce point sur le parcours est à 1150 m du point de départ qui correspond à un tronçon en légère montée et droit situé après une forte descente. La vitesse maintenue sur route est voisine de 16,8 m/s, légèrement inférieure au cas précédent avec 17 m/s.

En suivant le même cheminement nous obtenons successivement les résultats suivants: sur la figure 4.21, pour une pédale de 46% nous lisons les valeurs de crémaillère: 64% pour 1400 tr/min et 62% pour 1500 tr/min; la valeur intermédiaire pour 1460 tr/min est donc 62,8%.

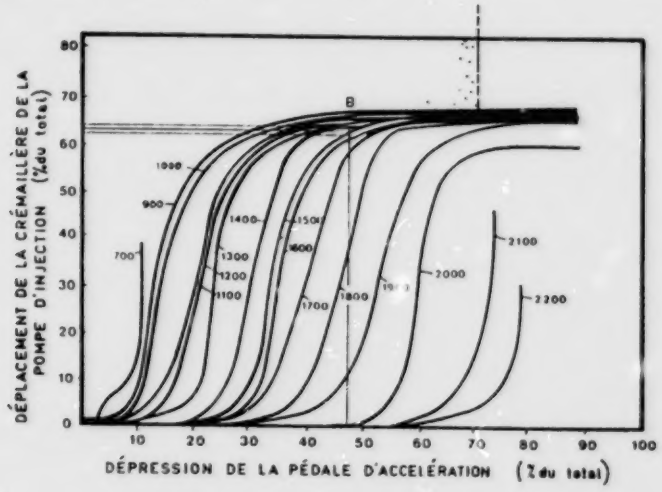


Figure 4.21 Position du point B dans le plan
"dépression de l'accélérateur; déplacement de la crémaillère"

Sur la figure 4.22, à la valeur 62,8% de crémaillère correspond la valeur 0,89 N·m/(tr/min), valeur intermédiaire entre 0,82 pour 1500 tr/min et 0,95 pour 1400 tr/min.

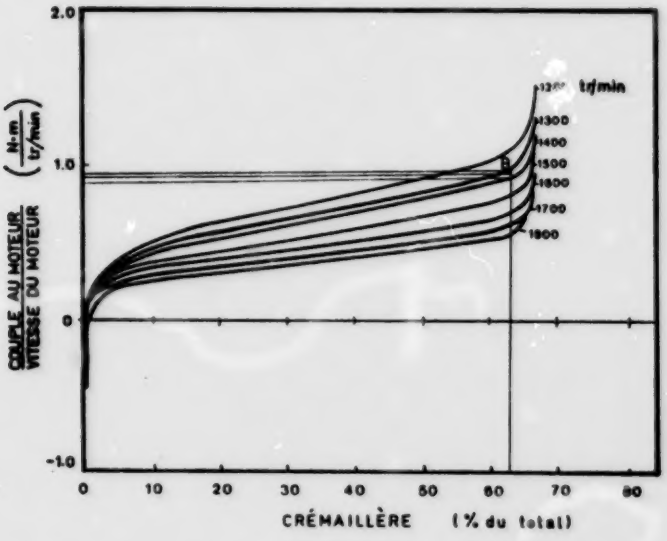


Figure 4.22 Position du point B dans le plan
"déplacement de la crémaillère;
rapport du moment du couple à la vitesse de rotation du moteur"

À cette valeur correspond un couple de 0,89 × 1460 - 1300 N•m. Sur la figure 4.23, à la valeur 1300 N•m correspond un rapport de 0,62 mL/tr ce qui donne un taux de consommation égal à 0,62 × 1460/60 - 15,1 mL/s.

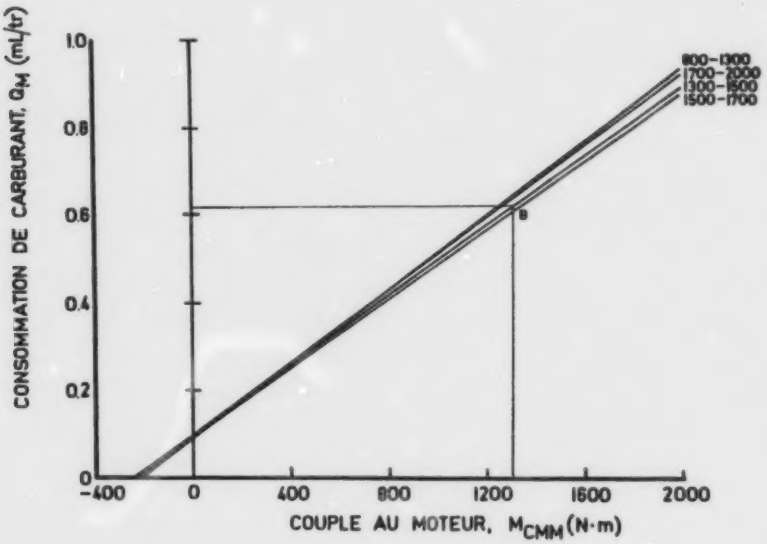


Figure 4.23 Position du point B dans le plan "moment du couple au moteur; taux de consommation par tour"

Le tableau comparatif des valeurs relevées sur la route et de celles obtenues à partir des courbes du moteur que nous utilisons est le suivant:

- variables de références:

  Dépression de pédale - 46,10% ≃ 46%

  Vitesse du moteur - 1458,2 tr/min ≃ 1460 tr/min

  Rapport de vitesse - 1:1 (7^e rapport de boite)

- variables dépendantes:

	valeurs mesurées sur route (moyenne de 1148 à 1164 m)	valeurs obtenues sur graphique	Écart
crémaillère	61,54	62,8	2%
N•m/(tr/min)	1,043	0,89	15%
couple (N•m)	1521	1300	15%
mL/tr	0,732	0,62	15%
mL/s	17,8	15,1	15%

Pour la consommation spécifique, la valeur lue sur la figure 4.24 à partir de 1460 tr/min et de 46% de pédale est environ 0,22 kg/kW•h, elle est très voisine de la valeur moyenne obtenue sur route qui est 0,2206 kg/kW•h.

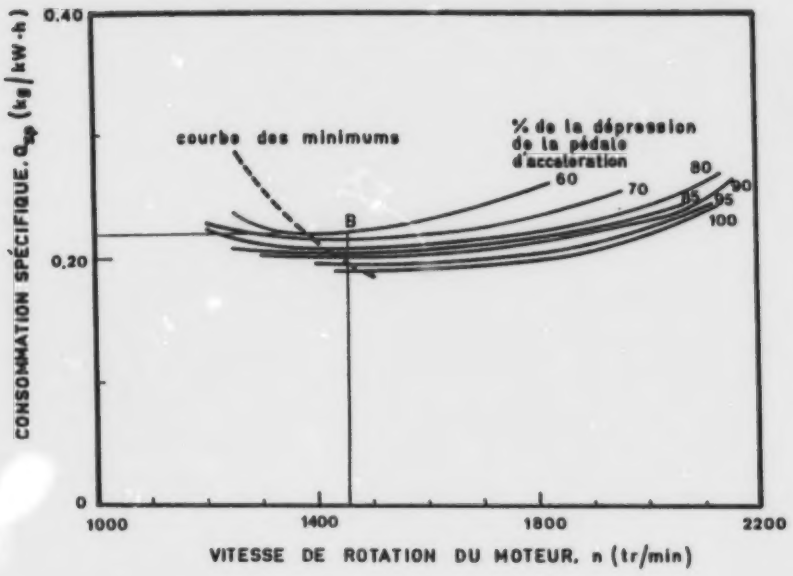


Figure 4.24 Position du point B dans le plan "vitesse de rotation du moteur; consommation spécifique"

Examinons maintenant la position du point (B) dans le plan "vitesse facteur dynamique", (figure 4.25). Comme nous l'avons fait pour (A), il est possible de tracer une courbe isopédale correspondant à 46% passant par (B) et dont l'allure est donnée par celles de 70% et de 40%.

De même, la vitesse étant constante, le point (B) se situe sur la courbe qui donne la résistance totale au roulement en fonction de la vitesse.

Cette courbe est différente de celle obtenue pour (A) pour différentes raisons dont la plus importante est la différence de pente (d'inclinaison) de la route et une seconde est la différence dans le couple appliqué. Alors que pour (A) la route était pratiquement horizontale, elle est en légère montée pour (B) mais le choix de la dépression de l'accélérateur est suffisant pour équilibrer la résistance totale au roulement dans les deux cas et pour conserver une vitesse constante.

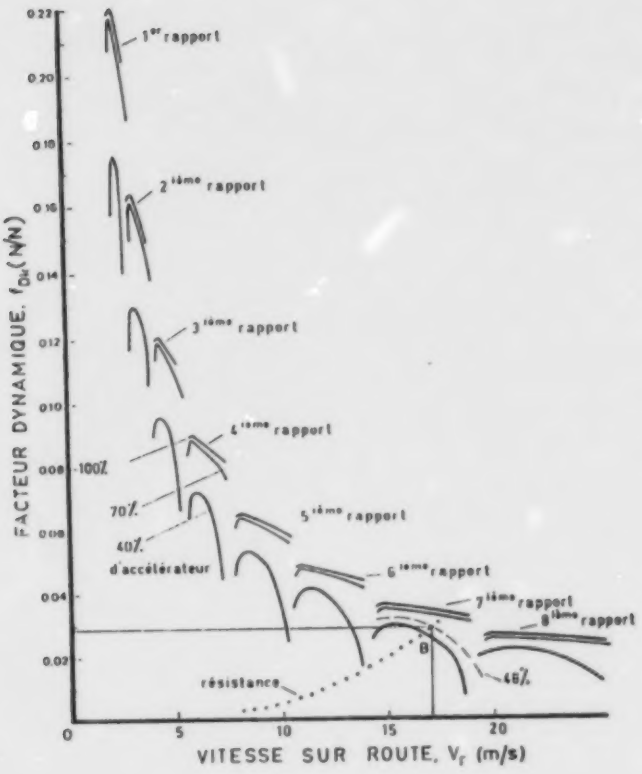


Figure 4.25 Position du point B dans le plan "vitesse; facteur dynamique"

4.2.3 Exemple 3

Le troisième point, (C) (voir figure 4.15), correspond à une vitesse de rotation du moteur plus élevée et une dépression d'accélérateur moindre. La position de ce point sur la route est à 1245 m du départ, donc 95 m plus loin que le point (B). La route à cet endroit descend légèrement, elle nécessite peu de couple, le véhicule accélère légèrement avec une pédale de 45% dans les 30 m qui précèdent. Sur la partie qui nous intéresse, la pédale se situe aux alentours de 31%, à rapprocher du 33% pour le point (A), mais comme la vitesse du moteur est voisine de 1500 tr/min la valeur correspondante de la crémaillère est sensiblement différente.

Sur la figure 4.26 nous remarquons qu'aux alentours de 31-32% la courbe relative à 1500 tr/min présente une très forte pente.

Dans ce cas, une petite variation de l'accélérateur engendre une grande variation de la crémaillère: 1% de variation de dépression d'accélérateur provoque près de 8% de variation de la crémaillère.

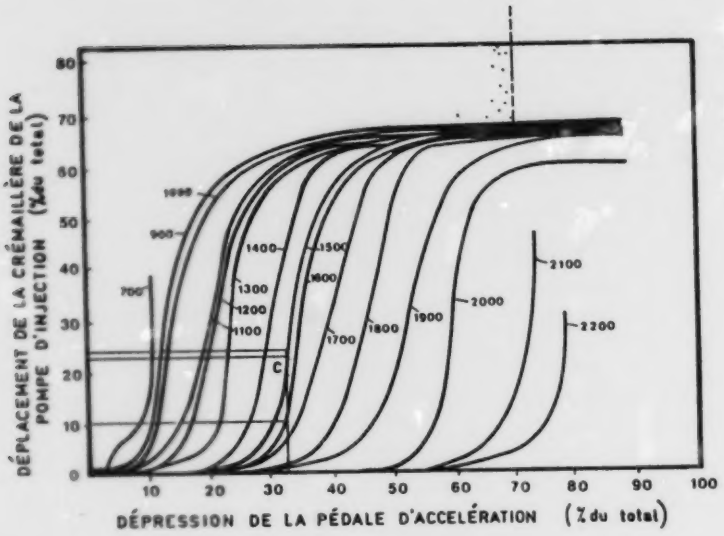


Figure 4.26 Position du point C dans le plan "dépression de l'accélérateur; déplacement de la crémaillère"

Cependant cette incertitude est compensée par la faible pente de la courbe 1500 tr/min du plan "% crémaillère; N•m/(tr/min)" dans la zone qui nous intéresse: lorsque la crémaillère varie de 10% à 18% le rapport N•m/(tr/min) varie de 0,4 à 0,5. Les données dont nous disposons pour le point (C) sont: 1512 tr/min et 31,5% dépression d'accélérateur. Avec un rapport de vitesse égal à 1, cela correspond à une vitesse sur route de 17,5 m/s. Pour une dépression d'accélérateur de 31,5% nous lisons sur la figure 4.26 une valeur proche de 25% de crémaillère sur la courbe de 1500 tr/min et de 10% sur celle de 1600 tr/min. La valeur correspondant à 1512 tr/min est alors 23%. À cette valeur, sur la figure 4.27, correspond une valeur égale à 0,49 N•m/(tr/min) d'où nous déduisons le couple moteur: 0,49 × 1512 = 740 N•m.

En reportant cette valeur sur la figure 4.28 nous obtenons une consommation de 0,39 mL/tr, valeur moyenne entre celles obtenues à partir des droites 1300-1500 tr/min et 1500-1700 tr/min.

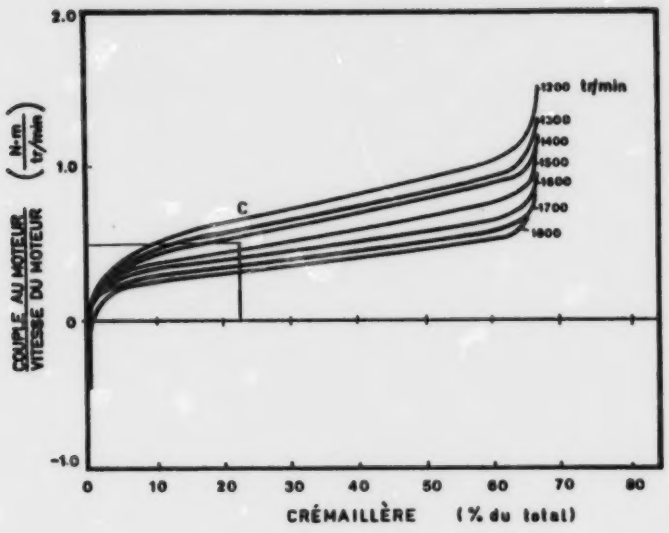


Figure 4.27 Position du point C dans le plan
"déplacement de la crémaillère;
rapport du moment du couple à la vitesse de rotation du moteur"

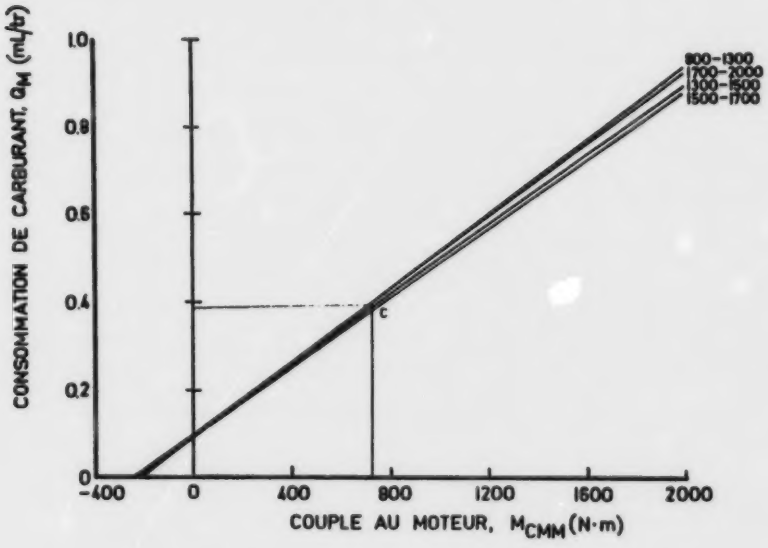


Figure 4.28 Position du point C dans le plan
"moment du couple au moteur; taux de consommation par tour

La consommation est donc égale à 9,82 mL/s. La comparaison entre les valeurs obtenues sur les graphiques et celles relevées sur la route nous donne:

- variables de références:

  Dépression de pédale - 31,46% ≃ 31,5%

  Vitesse du moteur - 1512 tr/min

  Rapport de vitesse - 1:1 (7^{e} rapport de boite)

- variables dépendantes:

	valeurs mesurées sur route (moyenne)	valeurs obtenues sur graphique	Écart
crémaillère	25,07	23	8%
N•m(tr/min)	0,516	0,49	5%
couple (N•m)	781,67	740	5%
mL/tr	0,398	0,39	2%
mL/s	10,04	9,82	2%

En ce qui concerne la consommation spécifique, avec les valeurs de départ 1512 tr/min et 31,5% dépression de pédale nous lisons 0,225 kg/kW•h sur la figure 4.29 tandis que la valeur obtenue à partir des enregistrements sur route est 0,235 kg/kW•h.

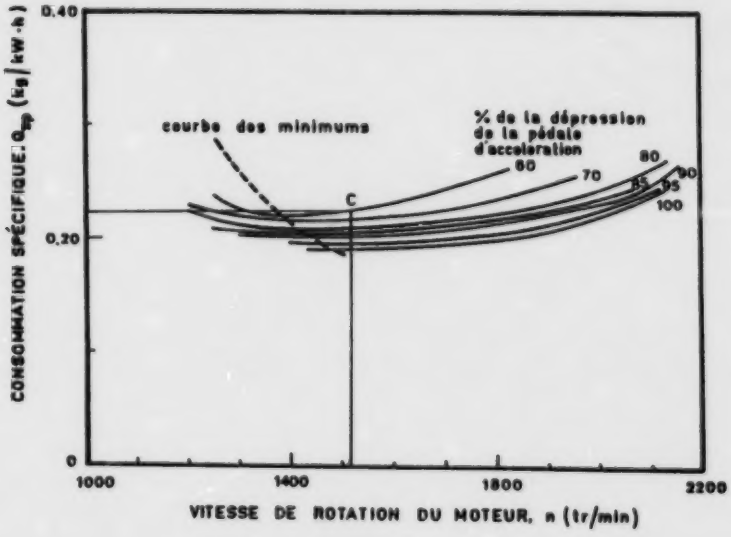


Figure 4.29 Position du point C dans le plan "vitesse de rotation du moteur; consommation spécifique"

En plaçant le point (C) dans le plan "vitesse; facteur dynamique" (figure 4.30) nous remarquons qu'il se situe sur la courbe isopédale correspondant à 33% dans le 7^{e} rapport de boite. Comme pour les deux points précédents, la vitesse au point (C) est constante, il se trouve donc sur une courbe qui donne la résistance au roulement en fonction de la vitesse. Bien que (C) soit situé à moins de 100 m du point (B), la courbe sur laquelle il se trouve est inférieure à celle passant par (B) car la route est en légère pente.

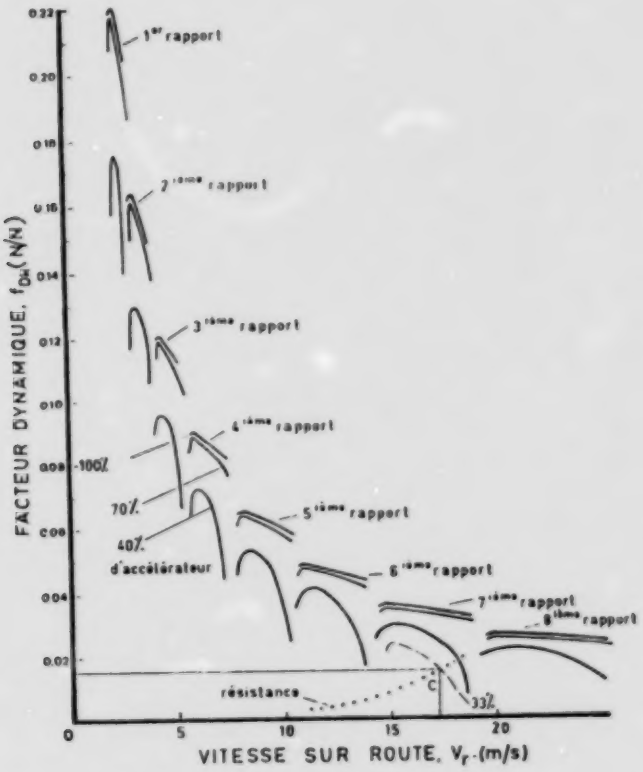


Figure 4.30 Position du point C dans le plan "vitesse; facteur dynamique"

4.2.4 Exemple 4

La situation en ce qui concerne le quatrième exemple est différente des précédentes car on est sur une montée assez forte à environ 1760 m du point de départ$_{b}$ (voir figure 4.15). La première moitié de la montée se fait dans le 7^{e} rapport de boite, on perd régulièrement de la vitesse de 17 m/s à 13,5 m/s, à ce moment on passe au 6^{e} rapport de boite, la vitesse continue à descendre mais elle se stabilise vers 10,7 m/s avant la fin de la montée. Le point (D) correspond à la moyenne des 2 secondes pendant lesquelles la vitesse reste voisine de 10,7 m/s. Dans ce cas, et compte tenu du rapport de boite, la vitesse du moteur varie de 1241 à 1263 tr/min, sa valeur moyenne étant 1250 tr/min.

Comme sur cette section il faut demander au moteur beaucoup de travail, il est normal que la pédale d'accélérateur soit pressée à fond et que sa valeur moyenne soit 91,3%. Dans ce cas la recherche de la valeur précise de la crémaillère est différente, en effet, sur la figure 4.31, la courbe qui représente la crémaillère en fonction de la pédale est presque horizontale pour une pédale dépassant 75% et les courbes relatives aux différentes vitesses du moteur de 1200 tr/min à 1900 tr/min, sont très voisines.

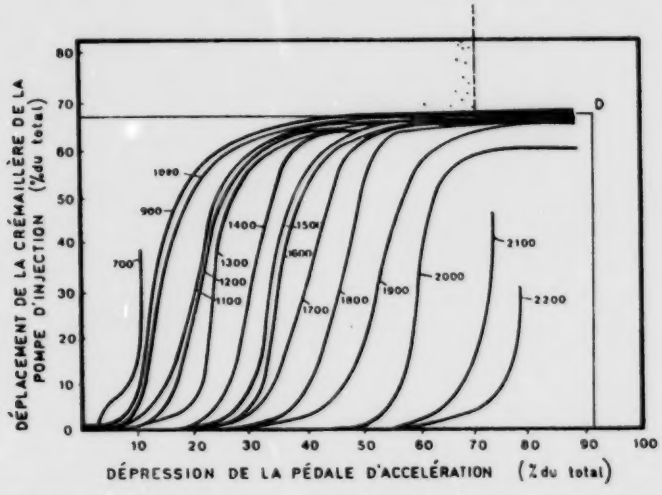


Figure 4.31 Position du point D dans le plan "dépression de l'accélérateur; déplacement de la crémaillère"

On se réfère alors aux graphiques originaux qui ont servi à construire ces courbes (figures 4.32 et 4.33).

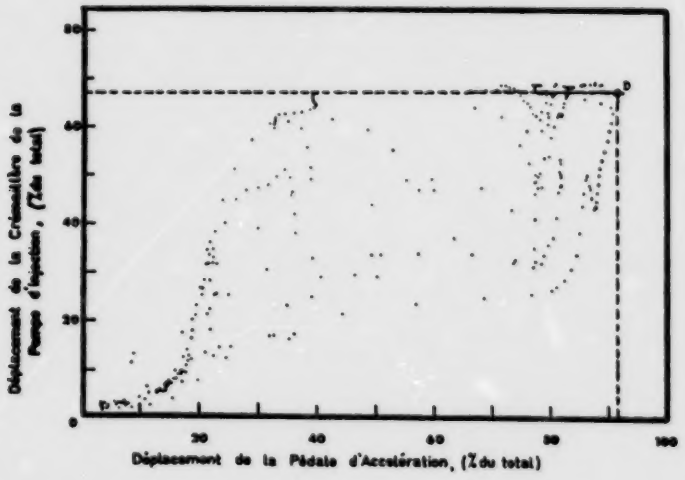


Figure 4.32 Position du point D dans le plan "dépression de l'accélérateur; déplacement de la crémaillère" par rapport au nuage obtenu pour 1200 tr/min

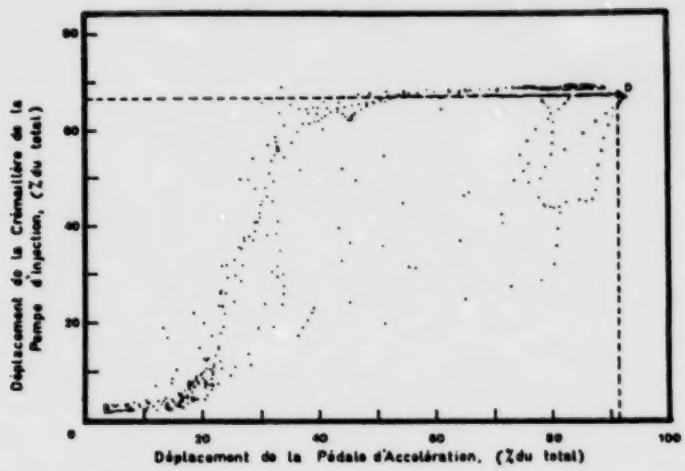


Figure 4.33 Position du point D dans le plan
"dépression de l'accélérateur; déplacement de la crémaillère"
par rapport au nuage obtenu pour 1300 tr/min

Avec une vitesse de 1200 tr/min pour 91,2% de pédale on obtient 67,1% de crémaillère tandis que pour 1300 tr/min on obtient 66,8%. La valeur correspondant à 1250 tr/min est donc 66,95%.

En se reportant à la figure 4.34, pour établir la valeur du rapport N•m/(tr/min) associé à 67% de crémaillère, la forte pente de la courbe à cette position ne permet pas d'obtenir une valeur précise du rapport.

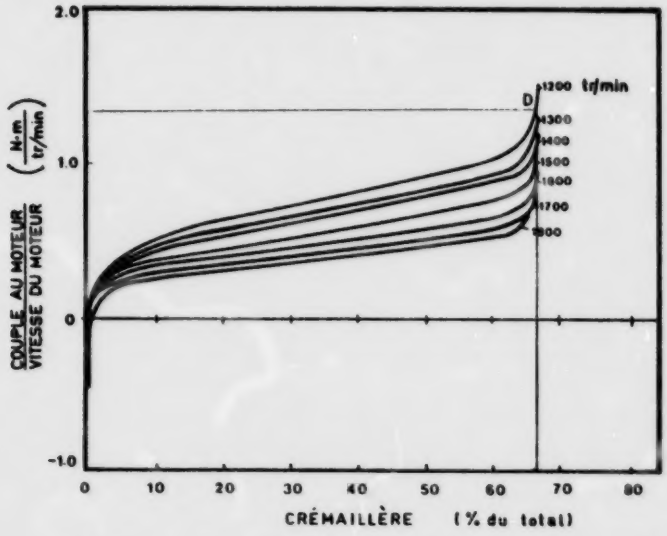


Figure 4.34 Position du point D dans le plan
"déplacement de la crémaillère;
rapport du moment du couple à la vitesse de rotation du moteur"

En se référant encore une fois au graphique original, figure 4.35, obtenu avec la vitesse du moteur de 1200 à 1300 tr/min on obtient la valeur 1.4 N·m/(tr/min) associée à 67% de crémaillère.

Cette valeur peut être considérée comme valable pour 1250 tr/min. Notons que si on avait évalué le rapport précédent à l'aide des courbes 1200 tr/min et 1300 tr/min, le résultat aurait été le même car les valeurs associées à 67% de crémaillère sont 1.50 et 1.31 respectivement; les courbes dont nous parlons ici sont les enveloppes supérieures des nuages correspondant aux intervalles 1200-1300 tr/min et 1300-1400 tr/min pour une crémaillère variant de 65% à 70%.

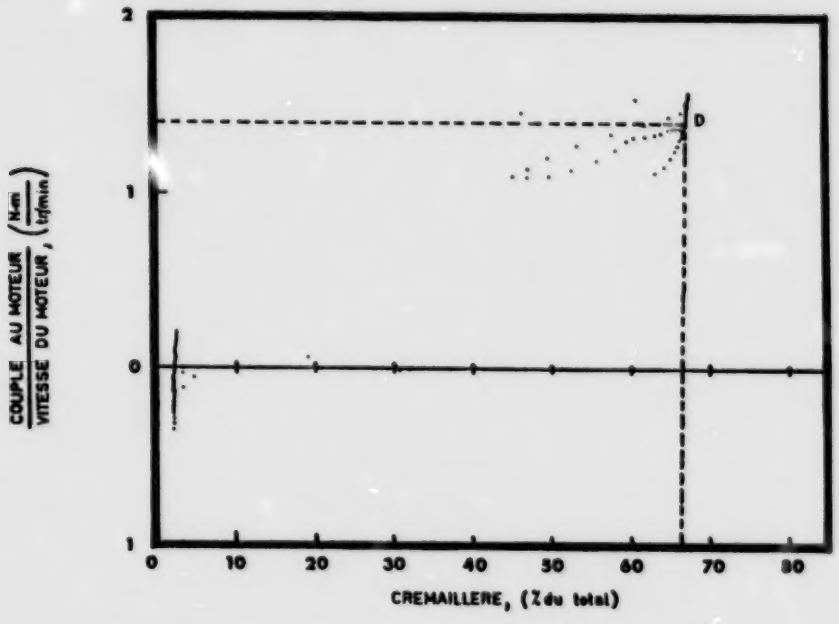


Figure 4.35 Position du point D dans le plan "déplacement de la crémaillère; rapport du moment du couple à la vitesse de rotation du moteur" par rapport au nuage obtenu pour 1200 tr/min

À partir de la valeur 1.4 N·m/(tr/min) on obtient 1.4 × 1250 = 1750 N·m. Sur la figure 4.36, à 1750 N·m correspond 0.84 mL/tr, d'où une consommation de 0.84 × 1250/60 = 17.5 mL/s.

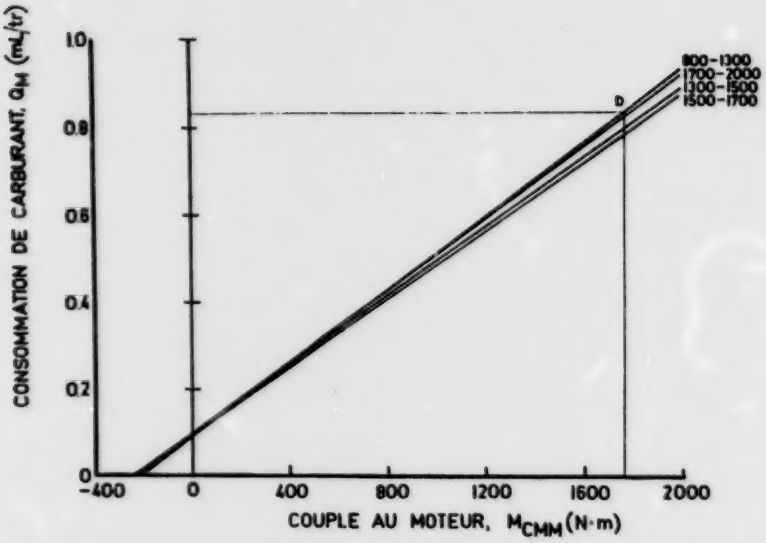


Figure 4.36 Position du point D dans le plan "moment du couple au moteur; taux de consommation par tour"

En comparant ces résultats avec les valeurs mesurées sur route nous avons:

- variables de références:

  Dépression de pédale - 91,249% ≃ 91,25%

  Vitesse du moteur - 1249,6 tr/min ≃ 1250 tr/min

  Rapport de vitesse - 1,36:1 (6^e rapport de boite)

- variables dépendantes:

	valeurs mesurées sur route (moyenne)	valeurs obtenues sur graphique	Écart
crémaillère	67,47	67	0,7%
N•/(tr/min)	1,434	1,4	2,4%
couple (N•m)	1792,72	1750	2,4%
mL/tr	0,852	0,84	1,4%
mL/s	17,74	17,5	1,4%

La position du point (D) dans le plan "vitesse du moteur; consommation spécifique", pour les valeurs de 1250 tr/min et de 91% de pédale permet de lire 0,205 kg/kW•h tandis que la valeur mesurée est 0,2178 kg/kW•h. L'écart de 0,0128 représente moins de 6% d'erreur relative.

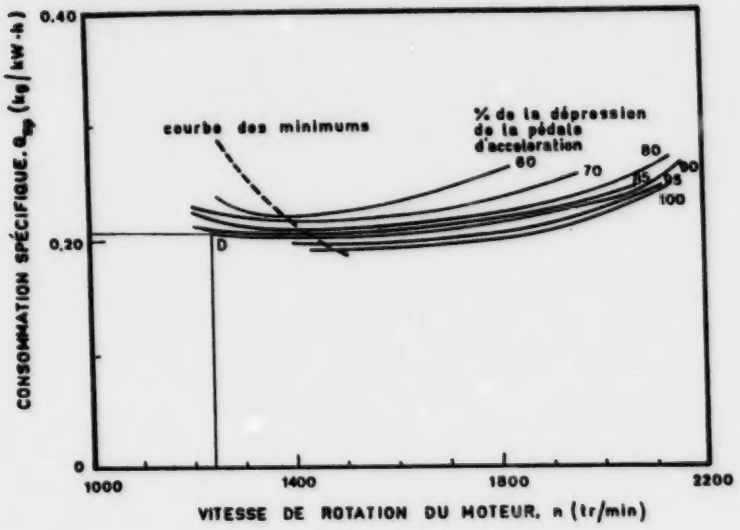


Figure 4.37 Position du point D dans le plan "vitesse de rotation du moteur; consommation spécifique"

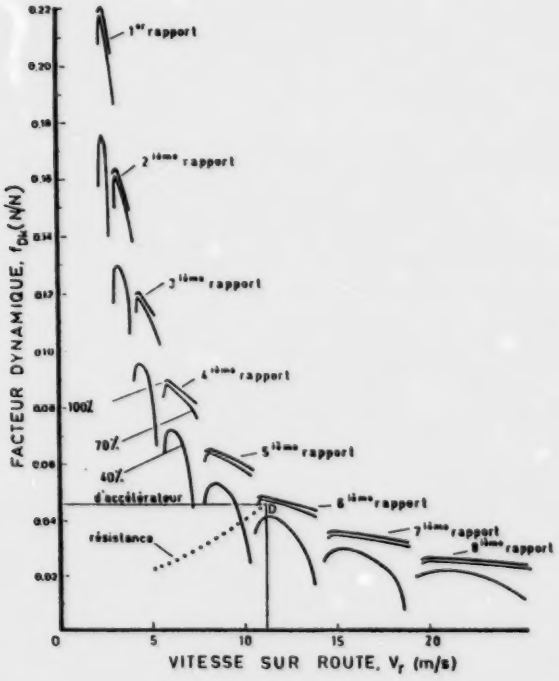


Figure 4.38 Position du point D dans le plan "vitesse; facteur dynamique"

Dans le plan "vitesse; facteur dynamique" la position du point (D), voir figure 4.38, si elle correspond à l'intervalle d'utilisation du 6e rapport de boite, est pourtant sur une isopédale inférieure à 70%. En fait, avec une vitesse de 10.8 m/s, on lit une valeur de 0.049 pour le facteur dynamique. Cette valeur doit d'abord être corrigée pour la différence de perte dans la transmission entre les deux rapports. Cette différence, de l'ordre de 75 N·m représente: $75 \times 4,78/(0,527 \times 48300 \times 9,81) = 0.0014$ N/N.

L'écart entre la valeur lue sur le graphique et la valeur mesurée sur la route est donc 0,0476 - 0,0457 = 0,0019 N/N, ce qui représente moins de 5%.

Ces quelques exemples confirment:

- qu'il est possible de se servir des enregistrements des données directement sur la route (au moyen du système de FERIC) pour établir les relations entre le chauffeur, la machine, l'environnement et la route dans le domaine dynamique, c'est-à-dire le couple, la consommation et la vitesse du moteur reliés à travers la boite de vitesses aux roues motrices;

- que les enregistrements et les relations en découlant sont très fiables puisque les résultats obtenus par lecture au moyen des diagrammes ci-dessus sont semblables aux résultats directement enregistrés;

- que ces relations pourront, à l'avenir, servir de base d'un modèle universel de simulation du SICMER.

De plus, les relations obtenues peuvent servir de base à l'optimisation d'un élément choisi, au moyen du système préétabli des relations données sur les figures précédentes.

5. ÉTUDE DYNAMIQUE DU BILAN DES FORCES AU CONTACT DES ROUES MOTRICES AVEC LE SOL

Étudier l'interface dynamique d'un véhicule de transport et de la route (représentée par son type de surface et ses profils latéral, vertical et horizontal) veut dire: etudier les forces dynamiques agissant sur lui, à un instant donné du mouvement.

L'Institut canadien de recherches en génie forestier, dans le cadre de son programme régulier de recherche sur le transport forestier, a déjà étudié l'interface machine-route. La partie théorique et les résultats pratiques ont été exposés dans les rapports techniques RT-53, RT-55 et RT-61 et dans le rapport TP8104F rédigé pour le Centre de Développement des Transports de Transport Canada. L'utilisation du laboratoire mobile décrit au chapitre 3 a permis de suivre directement sur la route les variables nécessaires à l'étude des forces dynamiques agissant sur l'ensemble. Rappelons que le couplemètre mesure en marche le déséquilibre des moments agissant en amont et en aval de lui-même. Il peut aussi bien servir pour des études du côté du moteur et de la transmission, que du côté des essieux arrière et des roues tractrices. En ramenant le moment du couple au contact des roues motrices et du sol on peut mesurer la force de traction, ou de freinage due au moteur, qui équilibre à tout instant la résultante des forces provenant du mouvement de l'ensemble.

5.1 Bilan et équilibre dynamique des forces

On sait que toutes les forces qui agissent sur un véhicule en mouvement doivent être en équilibre dynamique à chaque instant. Le bilan de ces forces est représenté par des forces résistantes externes et internes agissant contre la force exercée au sol par les roues de traction à une vitesse sur route et à un endroit donnés. Un ensemble considéré comme une valeur fixe (à l'instant de l'évaluation de l'équilibre énergétique), subit une multitude de résistances à l'avancement dont les plus importantes sont:

- l'inertie due à l'accélération (décélération),
- les résistances dues aux déviations verticales et horizontales de la route,
- les résistances au roulement des pneumatiques (incluant tous les facteurs qui contribuent à cette résistance comme: le gonflage, la configuration et le type des pneus, la surface de la route, les virages, l'écartement des essieux du tracteur et de la remorque, l'inclinaison verticale de la route, etc.),
- la résistance de l'air (en y incluant la vitesse du vent),
- la résistance totale du système de transmission de puissance.

On examinera ici l'équilibre des forces dynamiques dans sa forme la plus générale. Normalement un tel équilibre ne peut être utilisé que pour des vitesses constantes sur route. La raison en est que la force de traction (entre les roues tractrices et le sol) est considérée à la vitesse constante sur route, contrairement à la situation normale qui est rarement à vitesse constante.

Par contre, dans le cas du système de mesure de FERIC où on mesure le couple et par conséquent la traction aux roues, en marche (dans toutes les conditions d'accélération et de décélération) on peut envisager un bilan, ou équilibre, des forces sous sa forme générale (voir la figure 5.1 pour la représentation schématique de l'équilibre):

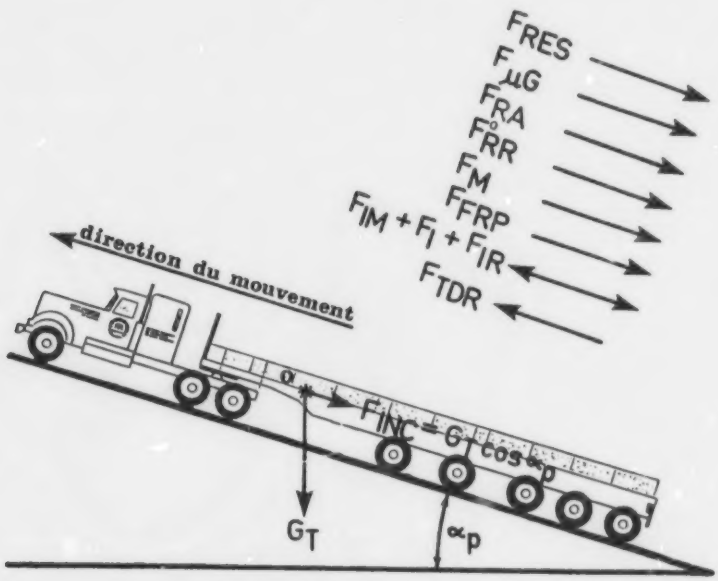


Figure 5.1 Représentation schématique de l'équilibre des forces agissant sur un véhicule routier

$$F_{TDR} + F_{RA} + F_{RT} + F_I + F_{IR} + F_{IM} + F_{FRP} + F_{INC} = 0 \qquad (5.1)$$

avec

$$F_{RT} = F_{RR} + F_M + F_{CRB} + F_{\mu G} + F_{RES} \qquad (5.2)$$

où:

F_{TDR} = force dynamique totale de traction aux roues (voir l'équation 4.2), (N)

F_{RA} - force dynamique de résistance de l'air, (N)

$F_{RR}^{\bullet}$ - force de résistance au roulement sur une route idéalement plate et droite sans application du couple. L'exposant "•" veut dire à un couple de traction égal à zéro, (N)

Ces deux dernières forces sont établies par la méthode de décélération en roue libre d'un véhicule sur une portion de route droite et approximativement horizontale.(1)

F_M - force de résistance complémentaire due à l'application du couple, (N)

F_{CRB} - force de résistance à l'avancement d'un véhicule routier due aux virages de la route, (N)

$F_{\mu G}$ - force de résistance représentée par la perte d'énergie due aux glissements entre les roues tractrices et le sol, (N)

F_{RES} - force de résistance à l'avancement d'un véhicule routier représentant toutes les résistances résiduelles due aux divers facteurs comme: la suspension, la configuration de la géométrie avant du camion, la position du centre de gravité, etc., (N)

F_{RT} - force totale de résistance à l'avancement d'un véhicule routier se produisant entre les pneus et le sol, (N)

F_I - force d'inertie du véhicule, (N)

F_{IR} - force d'inertie des masses rotatives, c'est-à-dire de toutes les roues de l'ensemble et du système propulsif, (N)

F_{IM} - force d'inertie du moteur, (N)

F_{FRP} - force de freinage, (N)

F_{INC} - force directionnelle de résistance due à l'inclinaison verticale d'une portion de la route, (N). Elle est égale à $- g \cdot m_T \cdot \sin\alpha_p$ où:
m_T est la masse de l'ensemble en kg,
α_p est l'angle d'inclinaison de la route, considéré positif dans une montée et négatif dans une descente,
g est l'accélération de la pesanteur en m/s^2.

---

(1) Pour la méthode, se référer à l'annexe B.

Ainsi la force de résistance due aux pentes de la route F_{INC} est négative si $\alpha_p > 0$, égale à zéro si $\alpha_p = 0$ et positive si $\alpha_p < 0$.

Les forces d'inertie F_I, F_{IR} et F_{IM} sont négatives en accélération, nulles si l'accélération est égale à zéro et positives en décélération.

La force F_{TDR} peut être soit négative, égale à zéro ou positive. Elle est positive lorsque le moteur est en traction. Elle est nulle lorsque les forces d'inertie et d'inclinaison équilibrent les résistances passives. Dans ce cas $F_I + F_{IR} + F_{IM} + F_{INC} + F_{RT} + F_{RA} + F_{FRT} = 0$, ainsi F_{DCMR} équilibre les pertes dans les essieux. Finalement elle est négative dans les deux cas suivants:

- lorsque l'ensemble pousse sur le moteur et on marche en frein moteur, dans ce cas F_{DCMR} représente une résistance à l'avancement du véhicule;
- lorsque $F_I + F_{IR} + F_{IM} + F_{INC}$ équilibre $F_{RT} + F_{RA} + F_{FRP} + F_{BHE} + F_{FCE}$, dans ce dernier cas F_{TDR} est égale en valeur absolue à $F_{BHE} + F_{FCE}$.

Au chapitre précédent on a donné sur la figure 4.14 le diagramme des facteurs dynamiques du camion à travers tous les rapports de la transmission montée dans le camion expérimental. Cette manière convient mieux car elle élimine la masse et l'attraction terrestre. Le développement de cette méthode est donné dans le rapport RT-55 de FERIC [21].

Si le bilan des forces donné par l'équation (5.1) est considéré dans sa forme simplifiée, on a:

$$F_{TDR} + F_{RT} + F_{IT} + F_{FRP} + F_{INC} + F_{RA} = 0 \qquad (5.3)$$

où:

$$F_{IT} = F_I + F_{IR} + F_{IM} \qquad (5.4)$$

en divisant toute l'équation par $g \cdot m_T$, on a en cas de traction:

$$f_{Dk} + f_{RT} + f_{IT} + f_{FRP} + f_{\sin\alpha_p} + f_{RA} = 0 \qquad (5.5)$$

où:

f_{Dk} - facteur dynamique dû à la traction, (N/N). L'utilisation du rapport N/N, qui est une grandeur sans dimension, permet d'obtenir une valeur du facteur dynamique indépendante du système d'unités choisi, de plus le facteur dynamique ainsi défini ne dépend pas de la masse totale du camion.

f_{RT} - facteur dynamique des résistances totales à l'avancement des pneumatiques au sol, (N/N)

$f_{IT} - \frac{\delta_m}{g} \cdot a$ - facteur dynamique dû à l'inertie en cas d'accélération ou de décélération, (N/N)

a - accélération (décélération) du véhicule, (m/s^2)

δ_m - rapport de la masse totale du camion augmentée de l'équivalent en masse des moments d'inertie des masses rotatives, à la masse totale du camion

$f_{\sin\alpha_p} - \sin\alpha_p$ - facteur dû aux pentes de la route, (N/N)

f_{FRP} - facteur dû à l'application du frein principal, (N/N)

f_{RA} - facteur dû à la résistance de l'air, (N/N)

À partir de cette équation on peut étudier le facteur total de résistance f_{RT} et ses composantes en connaissant le profil vertical et horizontal de la route, le facteur de freinage, le facteur de résistance de l'air, le facteur d'inertie et le facteur de traction.

La méthode détaillée d'établissement des forces est donnée dans l'annexe B.

Pour illustrer la liaison entre les roues motrices d'un véhicule et la route on étudiera quelques cas d'enregistrements.

5.2 Exemple d'application du bilan des forces et des facteurs

5.2.1 Présentation générale

Considérons, à titre d'exemple, les enregistrements de 121 à 150 secondes obtenus sur la route d'essai près de Chénéville. La figure 5.2 ci-dessous donne une représentation dynamique du profil vertical de la route pour la section allant de 1562,5 à 2062,5 m qui correspond à la période de temps étudiée. Les valeurs négatives de $f_{\sin\alpha_p}$ indiquent une montée et les valeurs positives indiquent une descente.

Sur la figure 5.3 on donne les enregistrements du facteur dynamique f_{Dk} (traction aux roues motrices divisée par la masse de l'ensemble et par la gravitation terrestre) en fonction de la vitesse sur route.

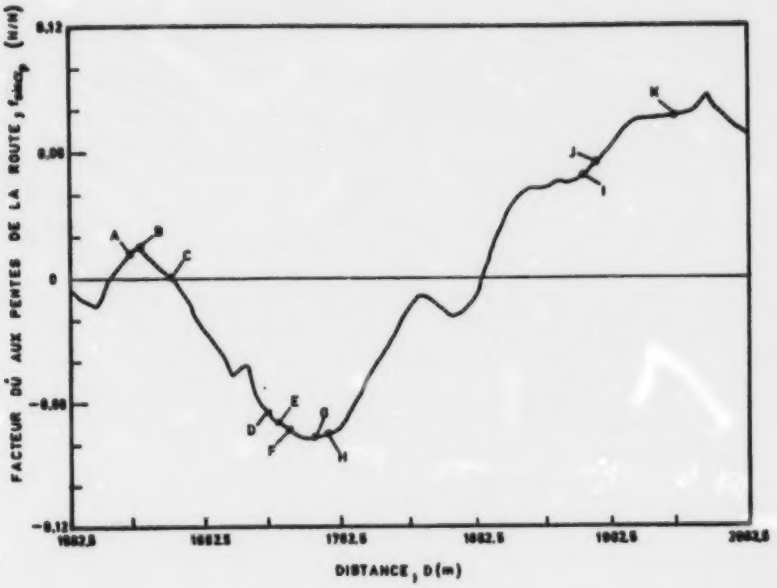


Figure 5.2 Diagramme du profil vertical dynamique sur la route d'essai entre 1562,5 et 2062,5 m

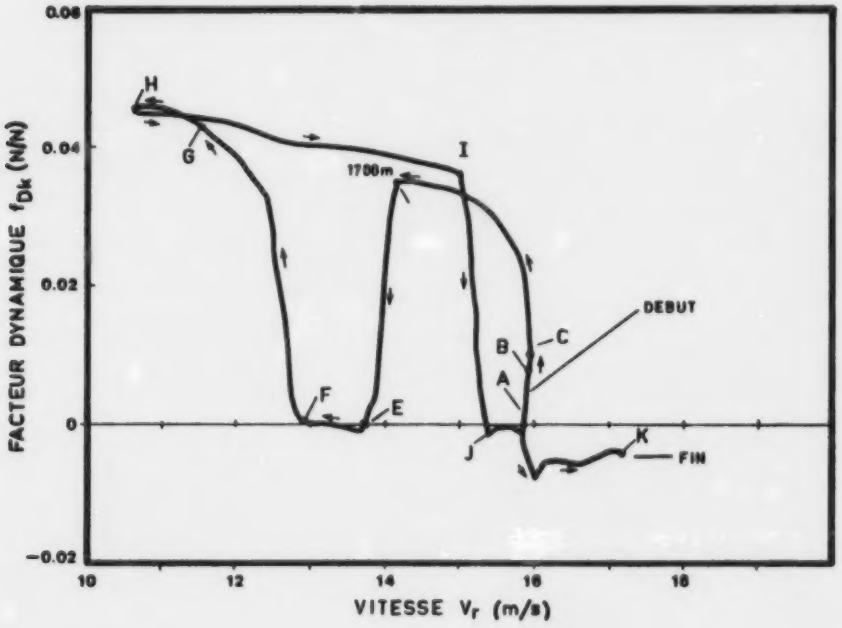


Figure 5.3 Diagramme du facteur dynamique f_{Dk} en fonction de la vitesse sur route

L'enregistrement commence au point A à une vitesse sur route de 15,9 m/s, une vitesse de rotation du moteur de 1384 tr/min, un couple du moteur de 311 N•m, une accélération sur route de 0,16 m/s^2, avec un facteur dynamique de 0,00596 et en rapport direct de la transmission (7^e rapport).

Au point A le facteur dynamique f_{Dk} est très faible car on est au milieu d'une légère descente comme on peut le voir sur la figure 3.42 à 1609 m. La dépression de l'accélérateur est très faible, 19% de la course totale, et la crémaillère de la pompe d'injection est pratiquement à zéro de sa course en ce point.

À partir de là le chauffeur voit (figure 5.2) le commencement de la réduction de la pente, au point B la descente devient plus faible et à une distance d'environ 50 m (point C), le commencement d'une montée. Sa réaction est d'appuyer sur la pédale d'accélérateur et, au point D, d'atteindre 71% de sa course avec une course correspondante de la crémaillère de 62% de la course totale. Du point A au point D la puissance développée par le moteur est passée de 46 kW (61 ch) à 217 kW (291 ch) et la vitesse du moteur de 1384 tr/min à 1173 tr/min avec une vitesse sur route passant de 15,9 m/s à 14,1 m/s. Pendant ce temps la consommation de carburant est passée de 15,2 à 47,1 L/h. Ainsi, pour passer d'une légère descente à une montée de 6,8%, on a besoin de trois fois plus de carburant. Pour le moment on peut constater l'énorme influence qu'exercent les montées sur la consommation énergétique et par conséquent sur l'usure des machines.

Au point D, sentant que la vitesse sur route continue à baisser et que la vitesse du moteur descend en dessous de la vitesse du couple maximum, le chauffeur décide de changer le rapport de la boite de vitesses, du 7^e (1:1) au 6^e (1,36:1). Sur la figure 5.3 on voit que le facteur dynamique passe de 0,035 à zéro (chaine cinématique séparée du moteur par le débrayage). Donc le laps de temps s'écoulant entre le point E et le point F a servi au chauffeur pour manipuler le levier de la boite de vitesses.

À partir du point F, le chauffeur appuie sur l'accélérateur pour atteindre 92% de sa course utile au point G avec une puissance de 236 kW (316 ch). On remarque que malgré le passage du 7^e au 6^e rapport le véhicule continue à ralentir par manque de couple bien que toute la puissance du moteur n'ait pas été utilisée. À partir du point H, la côte s'adoucit et l'ensemble commence à accélérer jusqu'au point I où le chauffeur, voyant que la vitesse augmente, relâche l'accélérateur et le facteur dynamique passe à des valeurs négatives, c'est-à-dire le véhicule commence à pousser sur le moteur (frein moteur). Au point J le chauffeur change de nouveau de rapport et jusqu'à la fin de l'enregistrement l'ensemble roule en frein moteur, c'est-à-dire avec un facteur dynamique négatif.

L'exemple qu'on vient d'examiner illustre le fonctionnement du système d'interrelations "Chauffeur - Machine - Environnement - Route" (SICMER) dans sa forme la plus générale.

5.2.2 Étude de cas ponctuels

5.2.2.1 Exemple 1

Sur la figure 5.4, qui correspond au point D situé à 1700 m de l'origine, on examine d'abord le cas de la traction, donc f_{Dk} est positif, en montée, donc $f_{\sin\alpha_p}$ est négatif (résistance) et en décélération, donc f_I est positif ($dv/dt < 0$) puisqu'il aide la traction.

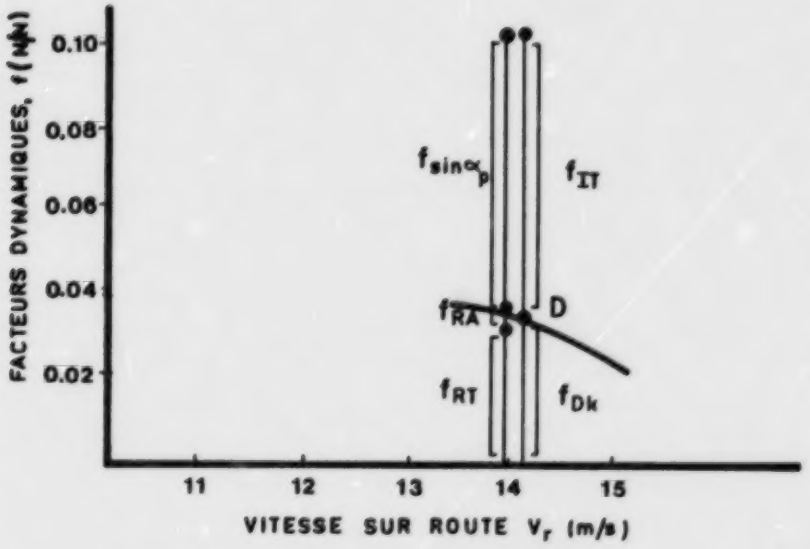


Figure 5.4 Exemple d'équilibre des facteurs dynamiques en cas de traction, en montée et en décélération

À partir de l'équation (5.5) dans laquelle f_{FRP} est nul on obtient:

$$f_{Dk} + f_{RT} + f_{IT} + f_{\sin\alpha_p} + f_{RA} = 0 \qquad (5.6)$$

d'où

$$f_{Dk} + f_{IT} = - f_{RT} - f_{\sin\alpha_p} - f_{RA} \qquad (5.7)$$

autrement dit la traction et l'inertie équilibrent les résistances totales sur route additionnées de la résistance de la pente et de l'air (voir la figure 5.4).

À partir de l'équation (5.6) on peut, en connaissant les facteurs f_{Dk}, f_I, $f_{\sin\alpha_p}$ et f_{RA} trouver le facteur f_{RT} représentant toutes les résistances à l'avancement des pneumatiques sur le sol. Dans ce cas l'équation (5.6) devient:

$$f_{RT} = - f_{Dk} - f_{IT} - f\sin\alpha_p - f_{RA} \tag{5.8}$$

Si on reprend l'exemple de la figure 5.4 on aura:

$f_{RT} = - 0.03343 - 0.06918 + 0.0718 + 0.00216$

et

$\underline{f_{RT} = - 0,0294}$

À cet endroit la vitesse est de 14,1 m/s (50,8 km/h) ce qui donne une puissance utilisée aux roues motrices de:

$$N_R = \frac{f_{Dk} \cdot g \cdot m_T \cdot v_r}{1000} \tag{5.9}$$

$$= \frac{0,03343 \cdot 9,8067 \cdot 48300 \cdot 14,1}{1000} = 223,3 \text{ kW } (299,2 \text{ ch})$$

avec une consommation de 46,9 L/h.

5.2.2.2 Exemple 2

Sur la figure 5.5 au point F, on examine le cas où le moteur est séparé de la chaine cinématique. C'est le cas sans traction, en montée et en décélération.

L'équation (5.6) dans ce cas devient

$$f_{RT} + f_{IT} + f_{\sin\alpha_p} + f_{RA} = 0 \tag{5.10}$$

d'où

$$f_{IT} = - f_{RT} - f_{\sin\alpha_p} - f_{RA} \tag{5.11}$$

c'est-à-dire l'avancement se fait au moyen de l'inertie qui est équilibrée par toutes les forces résistantes. Schématiquement cela est visible sur la figure 5.5.

D'après l'équation (5.11) on peut calculer le facteur f_{RT} comme suit:

$$f_{RT} = - f_{IT} - f_{\sin\alpha_p} - f_{RA} \qquad (5.12)$$

et

$$f_{RT} = - 0,10 + 0,076 + 0,00216$$

$$\underline{f_{RT} = - 0,02184}$$

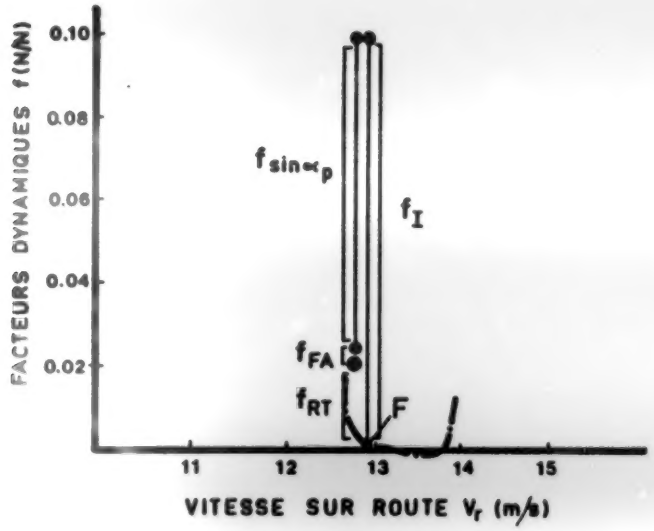


Figure 5.5 Exemple d'équilibre des facteurs dynamiques en cas de changement de rapport c'est-à-dire moteur séparé de la chaine cinématique

À ce moment la puissance utilisée aux roues motrices est nulle et la consommation est minime, de l'ordre de 7,94 L/h.

5.2.2.3 Exemple 3

Sur la figure 5.6 au point I on examine le cas de la traction, en accélération et en descente. Dans ce cas l'équation (5.6) devient:

$$f_{Dk} + f_{\sin\alpha_p} = - f_{IT} - f_{RT} - f_{RA} \qquad (5.13)$$

La traction et l'influence de la pente sont donc équilibrées par les autres forces de résistance.

D'après l'équation (5.13) on peut calculer le facteur de résistance totale comme suit:

$$f_{RT} = - f_{Dk} - f\sin\alpha_p - f_{IT} - f_{RA} \qquad (5.8)$$

ou en introduisant les valeurs numériques on a:

$$f_{RT} = - 0,035 - 0,0528 + 0,078 + 0,00216$$

et

$$f_{RT} = - 0,00764$$

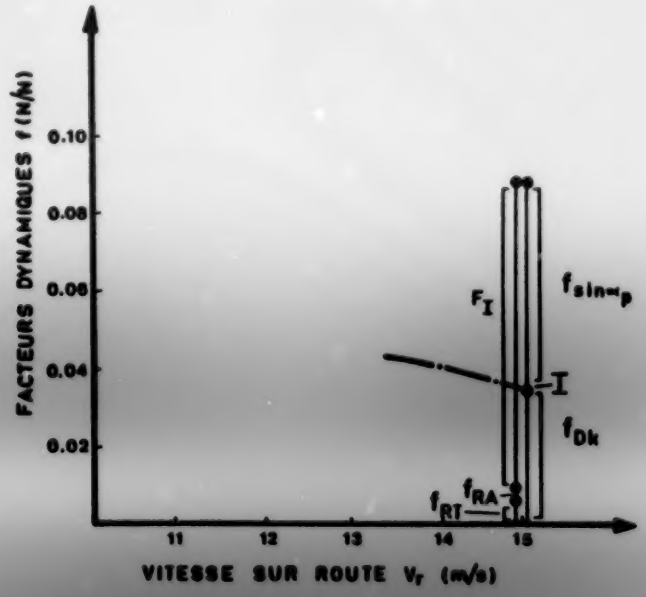


Figure 5.6 Exemple d'équilibre des facteurs dynamiques en cas de traction, descente et accélération

À ce moment la vitesse est de 15,0 m/s (54,0 km/h) ce qui donne une puissance utilisée aux roues motrices de:

$$N_R = \frac{f_{Dk} \cdot g \cdot m_T \cdot v_r}{1000} = \frac{0,035 \cdot 9,8067 \cdot 48300 \cdot 15}{1000}$$

et

$$N_R = 250 \text{ kW } (334,6 \text{ ch})$$

avec une consommation de 51,7 L/h.

5.2.2.4 Exemple 4

Sur la figure 5.7, au point K, on a le cas particulier où l'ensemble pousse sur le moteur. C'est le cas du frein moteur, résistant à l'avancement en descente, provoquant une décélération, à l'aide du freinage principal. Ici on utilise l'équation (5.5), et, étant donné que le facteur de traction est devenu le facteur de résistance, on le regroupe avec les autres forces qui sont constamment résistantes et on a:

$$f_{IT} + f\sin\alpha_p = - f_{RT} - f_{FRP} - f_{RA} - f_{Dk} \qquad (5.14)$$

Ainsi l'inertie et la descente sont en équilibre avec les autres résistances.

Dans le cas particulier qu'on examine, f_{Dk} est une résistance car l'indication de la charge sur le couplemètre est négative, et on a

$$f_{RT} = - f_{IT} - f_{\sin\alpha_p} - f_{Dk} - f_{RA} - f_{FRP} \qquad (5.15)$$

En introduisant les valeurs numériques, on a:

$$f_{RT} = - 0,02594 - 0,08023 + 0,004883 + 0,0261 + 0,09068$$

et

$$\underline{f_{RT} = - 0,008}$$

À cet endroit la vitesse est de 17,1 m/s (61,6 km/h) ce qui donne une puissance de retenue du moteur de:

$$N_R = \frac{-f_{Dk} \cdot g \cdot m_T \cdot v_r}{1000} = - \frac{0,004883 \cdot 9,8067 \cdot 48300 \cdot 17,1}{1000}$$

$$N_R = - 39,6 \text{ kW (53 ch)}$$

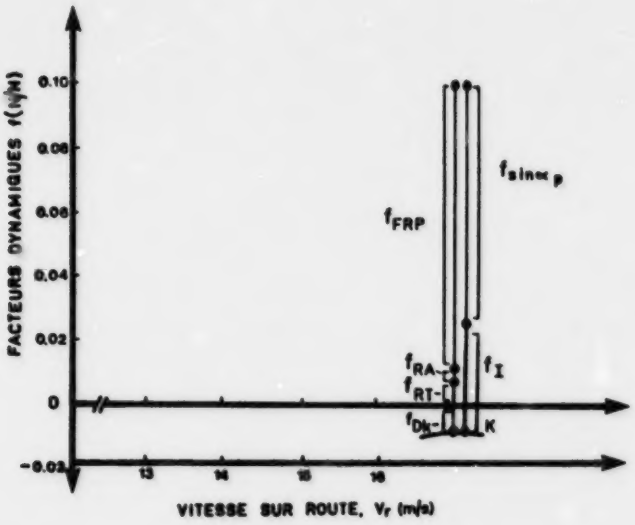


Figure 5.7 Exemple d'équilibre des facteurs dynamiques en cas de poussée (frein moteur), descente, décélération et freinage

Au moment où l'ensemble se trouve au point K il y a donc une descente et une décélération car le freinage principal est supérieur dans sa retenue à l'entrainement par la descente. Ceci est clairement visible sur la figure 5.7 où f_{FRP} est supérieur en valeur absolue à $f_{sin\alpha_p}$.

Dans le tableau 5.1 ci-dessous on donne quelques valeurs des puissances et des consommations aux quatre points étudiés. On peut y voir qu'il fallait davantage de puissance en accélération au point I qu'au point D malgré une descente au point I. La raison en est la nécessité de vaincre l'énergie absorbée par l'accélération. Également on remarque une très grande différence entre la puissance nécessaire pour vaincre la résistance au roulement entre le point D et le point I (respectivement 196,4 kW contre 54,3 kW). Ceci est dû à l'influence sur la force F_M de l'accélération qui s'additionnant à la traction, réduit considérablement le rayon dynamique r_T $_{CD}$, qui influence directement cette force.

Tableau 5.1 Récapitulation de quelques valeurs caractéristiques

Position	Puissance (kW)	Consommation (L/h)	Pertes (kW)	Accélération ou décélération	Pente	Vitesse sur route (m/s)	Vitesse du moteur (tr/min)
D	233,3	46,9	196,4	décélération	+6,77	14,1	1384
F	0	7,94	133,4	décélération	+7,60	12,9	(1172)
I	250	51,7	54,3	accélération	-5,28	15,0	1700
K	-39,6	0	64,80	décélération & freinage	-8,02	17,1	1457

6. INFLUENCE DE LA CONFIGURATION DU TRAIN DE ROULEMENT DES REMORQUES SUR LA CONSOMMATION DE CARBURANT

Nous avons vu dans les chapitres précédents les relations qui s'exercent entre les différentes composantes du SICMER. Le chapitre 6 mettra en évidence l'influence du véhicule et plus précisément de la remorque sur la consommation de carburant alors que dans le chapitre 7, l'influence du chauffeur sur la consommation énergétique sera étudiée.

Dans un premier temps, différents modèles de pneus ont été installés sur une remorque dans le but de comparer les consommations de carburant obtenues selon les pneus utilisés. Par la suite, la consommation de carburant a été évaluée en fonction de l'écartement entre les essieux. Cette section de l'étude permettra aux transporteurs d'évaluer si les profits potentiels supplémentaires, occasionnés par la possibilité d'augmenter la charge utile grâce à l'écartement plus grand des essieux, ne sont pas annulés par une consommation accrue de carburant. Évidemment, une partie de l'augmentation de la consommation de carburant est occasionnée par la résistance latérale qui augmente avec l'écartement des essieux dans les virages. Ce projet de recherche n'aurait donc pas été complet si nous n'avions pas exploré de moyens pour réduire cette résistance latérale.

La dernière section de ce chapitre s'intéresse donc aux essieux autosuiveurs qui sont conçus pour réduire la résistance latérale dans les virages et ainsi contrer l'effet négatif d'un écartement plus grand des essieux.

Le présent chapitre traite de chacun des éléments individuellement et présente les résultats obtenus en terme de consommation de carburant selon les configurations de train de roulement utilisées.

6.1 Consommation de carburant en fonction des pneus utilisés

Les pneus sont remplacés régulièrement. L'industrie du transport se voit donc souvent confrontée au problème d'acheter le pneu offrant la meilleure durabilité tout en permettant une bonne efficacité au niveau consommation de carburant. C'est probablement ce qui explique les nombreux développements du côté des pneus survenus au cours des dernières années. L'incitatif est d'autant plus grand que les résultats de ces recherches sont facilement applicables.

Le pneu à carcasse radiale ceinturé d'acier par exemple, a rapidement envahi le marché grâce à sa plus faible résistance au roulement et sa grande durabilité comparativement au pneu à carcasse diagonale en nylon.

Les plus récents développements au niveau des pneus de camions poids lourds portent sur les pneus radiaux à large bande de roulement. Un de ces pneus peut remplacer une paire de pneus conventionnels. Les fabricants indiquent par ailleurs que ce genre de pneu permet une économie appréciable de carburant. C'est précisément ce que FERIC s'est proposé de vérifier dans cette seconde phase du programme d'essais.

Alors qu'en Europe, l'usage de ces pneus s'est généralisé sur l'ensemble des remorques et semi-remorques, en Amérique du Nord leur usage est demeuré marginal. La principale raison est la rupture des flancs, problème que les fabricants ne semblèrent pas en mesure de régler [10].

Il est d'ailleurs aussi reconnu que l'installation de pneus à large bande de roulement peut présenter des difficultés si la remorque est équipée d'une suspension à balancier mécanique. Nous élaborerons sur ce problème dans la section 6.1.5.

Dès leur apparition sur le marché nord-américain, soit au début des années 1970, les pneus à large bande de roulement ont immédiatement été adoptés pour augmenter la capacité de charge de l'essieu avant de certains camions à benne basculante et de bétonnières portées.

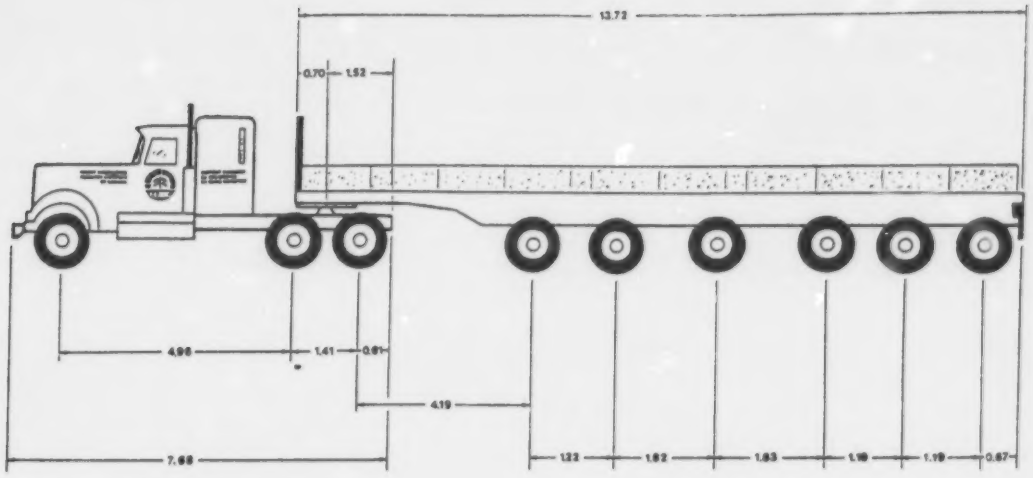
À partir de 1979, les ventes de pneus à large bande de roulement commençèrent à décliner. Cette diminution de popularité ne s'est arrêtée qu'en 1983 alors que les fabricants de pneus ont réussi à réduire considérablement les problèmes affectant le flanc des pneus radiaux à large bande de roulement. Aujourd'hui, ces pneus représentent environ 1% des ventes de pneus pour camions en Amérique du Nord [10].

6.1.1 Équipement expérimental

- Deux modèles de pneus ont été comparés dans le cadre de ces essais. Les pneus jumelés étaient à carcasse radiale ceinturée d'acier de dimensions 11.00 x 22.5. Les pneus à large bande de roulement étaient aussi à carcasse radiale ceinturée d'acier mais de dimension 18.00 x 22.5.

- Les essais ont été menés avec la remorque décrite au chapitre 3. La comparaison des pneus s'est faite à l'aide de la configuration suivante: La remorque avait 4 essieux au sol pour un écartement total de 4,21 m entre le premier et le dernier essieu (figure 6.1).

- Les essais effectués sur gravier se sont déroulés sur une section de route 8,57 km, alors que la seconde portion des essais a été réalisée sur la section asphaltée de 6,60 km. Ces deux routes sont décrites en détail au chapitre 3.



(mesures en mètres)

Figure 6.1 Schéma de la remorque utilisée lors des essais de comparaison de pneus

6.1.2 Méthodologie

Peter Wood [36] souligne que les performances remarquables en termes d'économie de carburant réalisées avec les pneus radiaux à large bande de roulement sur piste d'essais ne se matérialisent plus lors d'utilisation en condition normale.

C'est pourquoi FERIC a tenté de combiner les deux situations dans la présente étude. Ainsi, le programme d'essais a été conçu de façon à reproduire le plus fidèlement possible les conditions réelles d'opération tout en observant un contrôle strict des divers facteurs pouvant influencer la consommation de carburant.

Les essais se sont tenus de mai à octobre 1987. Avant chaque série d'essais principaux, des essais préliminaires appelés essais de d'étalonnage doivent être réalisés afin d'évaluer les différentes caractéristiques de résistances au roulement des pneumatiques et à l'air du véhicule. Dans le cas qui nous préoccupe, ces essais nous ont permis d'établir la pression de gonflage optimale pour chacun des pneus afin de réduire la résistance au roulement. La méthodologie est décrite en détail au chapitre 3.

6.1.3 Résultats

6.1.3.1 Pression de gonflage optimale des pneus

La première étape du travail d'analyse fut de déterminer la pression de gonflage optimale pour chacun des pneus. Celle-ci a été obtenue à l'aide des essais d'étalonnage. La pression optimale de gonflage a été définie comme étant la pression de gonflage des pneus à laquelle le véhicule offre le moins de résistance au roulement, donc la plus faible consommation de carburant. Le facteur usure des pneus n'a pas été considéré étant donné l'objectif du programme d'essais qui était strictement réservé à l'évaluation de la consommation de carburant.

Dans le cas des pneus de référence (11.00 R 22.5), 63% des essais ont montré une meilleure efficacité des pneus lorsque le gonflage était fixé à 620 kPa. De même, pour les pneus à large bande de roulement, 620 kPa s'est révélé le meilleur gonflage, et ce, pour 94% des essais. Ce gonflage a donc été choisi comme base pour l'analyse des données provenant des essais réalisés sur asphalte. Les essais sur gravier n'ont été réalisés qu'à un seul gonflage, soit 760 kPa.

6.1.3.2 Consommation de carburant: essais sur gravier

Les résultats présentés au tableau 6.1 montrent la consommation de carburant totale réalisée avec chaque modèle de pneus sur gravier. Pour les fins de comparaison, nous avons utilisé les moyennes générales de toutes les paires d'essais réalisés avec chaque modèle de pneus.

Tableau 6.1 Comparaison de pneus sur gravier

Modèle	Vitesse km/h	Consommation totale (L) (17,1 km)	Consommation L/100 km	Différence %
Pneu de référence 11.00 R 22.5	40	17,86	104,2	-
Pneus à large bande de roulement 18 R 22.5	40	17,31	101,0	-3,1%

La consultation de ce tableau nous montre une économie de carburant de 3,1% en faveur des pneus radiaux à large bande de roulement, ceci est notable sans toutefois être aussi spectaculaire que certaines études antérieures le laissaient présager. Il faut cependant admettre que la grande majorité des études précédentes ne s'intéressaient guère aux routes en gravier.

6.1.3.3 Consommation de carburant: essais sur route asphaltée

Le tableau 6.2 présente les résultats obtenus lors des essais de comparaison de pneus sur route asphaltée. Comme dans le cas des essais sur gravier, les résultats tiennent compte des moyennes générale de chaque paire d'essais réalisés avec les deux modèles de pneus. On se souviendra que dans le cas des essais conduits sur asphalte, trois vitesses différentes ont été évaluées de façon à établir s'il y avait une relation entre l'ampleur de l'économie et la vitesse sur route.

Tableau 6.2 Comparaison de pneus sur asphalte

Modèle	Vitesse km/h	Consommation totale (L) (13,3 km)	Consommation (L/100 km)	Différence %
Pneus de référence 11.00 R 22.5	30	9,47	71,2	-
	45	9,07	68,2	-
	60	9,39	70,6	-
Pneus à large bande de roulement 18 R 22.5	30	9,04	68,0	-4,5
	45	8,81	66,2	-2,9
	60	8,97	67,4	-4,5
Moyenne pour toutes les vitesses				-4,0

L'économie réalisée par l'emploi de pneus à large bande de roulement sur route asphaltée demeure dans le même ordre de grandeur que dans le cas d'utilisation de ces pneus sur route en gravier soit 4%.

6.1.3.4 Comparaison des pneus sur piste contrôlée

Les essais d'étalonnage décrits plus tôt ont été menés pour les deux types de pneus comparés dans cette section. Ces essais n'avaient pas pour but la comparaison de la consommation de carburant sur route car ils étaient menés sur une section droite et horizontale de 1 km qui ne reflète pas la réalité quotidienne des transporteurs. Quoiqu'il en soit, il est intéressant de vérifier quelle est la différence de consommation sur ce parcours car l'information ainsi recueillie pourra servir de contrôle sur un calcul théorique démontré à la section 10, calcul qui constituera la base d'un modèle de simulation futur.

Il est important de noter que les valeurs de consommations de carburant rapportées ci-dessous représentent la moyenne de tous les essais d'étalonnage à vitesse constante. On se souviendra que ces essais consistent à rouler sur une route de 1 km droite et horizontale avec une vitesse moteur de 1800 tr/min et ce pour chacun des rapports. Ceci explique que ces données ne sont valables qu'à titre comparatif et ne devraient pas être utilisées dans le cadre d'études coûts/bénéfices.

La consommation de carburant, sur le parcours asphalté, a été de 6,2% inférieur dans le cas des pneus à large bande de roulement gonflés à 620 kPa (70,7 L/100 km) que pour les pneus jumelés au même gonflage (75,3 L/100 km). Nous avons noté une différence de 1,4% (82,1 contre 83,3 L/100 km) en consommation de carburant lors des essais d'étalonnage menés sur gravier à l'avantage des pneus à large bande de roulement.

La différence de 6% en consommation de carburant notée durant les essais d'étalonnage sur asphalte, reflète la même tendance que dans le cas de l'étude menée par le gouvernement ontarien [36]. Ceux-ci montraient en effet des écarts de consommation de carburant plus important durant les essais en conditions contrôlée qu'en conditions réelles.

6.1.4 Discussion

Les résultats présentés à la suite de ce travail de recherche corroborent en quelque sorte les résultats obtenus par le ministère du transport de l'Ontario [36]. Cette étude, publiée en 1986, est une des plus sérieuse réalisée jusqu'à maintenant concernant les pneus à large bande de roulement. Les conclusions de ce rapport statuaient qu'une économie de carburant de 5.1% avait été observée lors d'essais contrôlés sur piste en été mais qu'il était impossible de retrouver cette économie lors de service normal de ces pneus, installés sur une flotte de camions. Le faible écart noté entre les résultats de l'étude présenté par FERIC et les résultats de l'étude du ministère du transport de l'Ontario peut s'expliquer en partie par la méthodologie utilisée lors des essais. La méthodologie employée par le ministère du transport de l'Ontario comprend trois étapes soit:

a) Essais sur piste en été avec un important contrôle des facteurs pouvant affecter la consommation de carburant, méthode «Joint RCCC/SAE».

b) Essais durant l'hiver avec la même rigueur méthodologique.

c) Installation de pneus radiaux à large bande de roulement sur 50% des véhicules d'une flotte de camions et suivi de la consommation quotidienne pendant 11 mois.

De son côté, FERIC a combiné le contrôle rigoureux durant les essais à l'utilisation en service normal. La méthodologie utilisée par FERIC qui intègre les phases 1 et 3 de l'étude réalisée par le gouvernement de l'Ontario a, par surcroît, montré des résultats équivalents à l'étude ontarienne.

Le tableau 6.2 montre un phénomène assez particulier en ce qui a trait aux écarts de consommation par rapport à la vitesse sur route. On note qu'à 45 km/h l'économie est moins importante (2,9%), qu'aux autres vitesses au programme (4,5%).

Les données enregistrées ne fournissent aucune explication quant aux facteurs pouvant diminuer l'avantage des pneus à large bande de roulement comparativement aux performances des pneus de référence.

Une hypothèse qui demandera à être vérifiée lors d'un futur projet de recherche peut être proposée. Il semble que c'est à la vitesse de 45 km/h que le chauffeur se sentait le plus à l'aise sur cette route. Lorsque le véhicule roulait à 30 km/h, le chauffeur devait souvent freiner pour conserver sa vitesse alors qu'à 60 km/h il devait ralentir avant d'aborder les courbes puis accélérer en sortie de celles-ci. Il est évident que les situations décrites étaient identiques pour les deux pneus étudiés. Mais est-il possible qu'intuitivement, un chauffeur expérimenté puisse tirer les performances maximum de son véhicule dans chacune des circonstances? Dans le cas qui nous occupe, le chauffeur étant plus à l'aise à 45 km/h, il aurait réduit considérablement l'écart entre les pneus. Il ne s'agit là que d'une hypothèse mais nous croyons qu'elle mérite d'être approfondie.

Il n'est pas de notre ressort de juger si l'économie réalisée par l'utilisation de pneus à large bande de roulement est intéressante ou non pour l'utilisateur. L'avantage sera proportionnel à l'importance des frais reliés au carburant dans les coûts globaux de transport. L'utilisateur devrait donc être en mesure de calculer lui-même les bénéfices que peuvent lui procurer ce genre de pneu. Il convient cependant de tenir compte de certains facteurs secondaires qui sont souvent difficilement quantifiables mais tout aussi importants que le carburant économisé.

a) La suspension:

Les pneus à large bande de roulement présentent des problèmes de compatibilité avec le système de suspension à balancier. Effectivement lorsqu'une crevaison survient, l'effet de balancier écrase le pneu crevé au sol et le détruit en quelques secondes. Lorsque les pneus sont jumelés et qu'un pneu subit une crevaison, le pneu intact subira une surcharge mais pourra résister durant quelques kilomètres sans que sa durabilité n'en soit affectée outre mesure.

b) Charges et dimensions:

Un pneu à large bande de roulement (18.00 R 22.5) est considérablement plus lourd qu'un pneu normal (11.00 R 22.5), ce qui rend la réparation d'une crevaison beaucoup plus ardue. D'un autre côté, l'ensemble de deux pneus 11.00 R 22.5 est plus lourd qu'un pneu 18.00 R 22.5, ce qui permet d'augmenter légèrement la charge utile pour une même charge totale (50 kg/essieu). Un dernier facteur à être considéré quant aux charges et dimensions de ces pneus est le diamètre. On remarque l'apparition de pneus de plus petit diamètre installés sur des remorques dans le but de tirer parti de la législation qui règlemente la hauteur totale du véhicule. Un pneu plus petit en diamètre permet donc d'augmenter le volume de la remorque tout en demeurant à l'intérieur des cadres fixés par le législateur. Les pneus à large bande de roulement possèdent un diamètre hors tout de 12,5 cm, supérieur au diamètre des pneus de référence. Tout en occasionnant l'inconvénient mentionné auparavant, cette surdimension peut aussi entraîner certaines modifications sur la remorque pour éviter que les pneus se touchent entre eux ou encore qu'ils touchent au châssis de la remorque. Des pneus de plus grand diamètre montés sur la remorque peuvent entraîner un transfert de la charge sur le tracteur, quoique

ceci puisse être marginal. L'utilisateur aurait intérêt à vérifier la charge axiale du véhicule après avoir doté sa remorque de pneus à large bande de roulement.

c) Entretien des routes:

Lors des essais sur gravier, nous avons remarqué que l'état de la route en gravier se dégradait plus rapidement avec les pneus à large bande de roulement qu'avec les pneus de référence. Cependant, l'étude de ce phénomène ne figurait pas dans les objectifs de ce projet de recherche et nous ne disposions pas de dispositif expérimental nous permettant de porter des conclusions solides concernant la cause de la dégradation de la route.

Des études impliquant auparavant des pneus à large bande de roulement ont par ailleurs été réalisées dans le but d'évaluer le dommage causé sur les routes asphaltées dû à l'usage de ces pneus [36]. De manière générale, on considère que les pneus à large bande de roulement sont plus dommageables pour les routes que les pneus radiaux conventionnels. On sait que théoriquement, plus l'empreinte du pneu (surface du pneu touchant le sol) est grande, moins la pression au sol sera grande. Dans ce cas, les pneus à large bande de roulement sont nettement avantagés. Cependant, plus cette empreinte est large pour une même surface, plus elle endommage la chaussée [5]. L'empreinte a donc avantage à être longue et étroite pour diminuer les dommages causés à la route. Certaines études [36] suggèrent même de réduire de 10% la charge axiale pour des véhicules munis de pneus à large bande de roulement pour réduire le dommage causé aux routes à des niveaux équivalents aux dommages causés par les véhicules équipés de pneus radiaux dits conventionnels. Les gouvernements sont très sensibles à ce genre de propos, le ministère des routes et transport du Manitoba s'appréterait à déposer un projet de loi décourageant l'utilisation de pneus à large bande de roulement [35]. Ses motifs tiendraient autant des dommages causés aux routes qu'à la sécurité des intervenants.

d) La sécurité routière:

Bien que l'objectif de cette étude n'était pas de vérifier l'aspect sécurité des pneus radiaux à large bande de roulement, il importe de consulter la documentation disponible et de servir les avertissements qui s'imposent avant de recommander l'usage ou le rejet d'un type de pneu particulier. Il semble que les pneus à large bande de roulement seraient moins adhérents sur asphalte mouillé, ce qui peut causer des problèmes de stabilité lors de freinage ou encore en virage à grande vitesse. Cet effet est plus marqué lorsque les pneus à large bande de roulement sont montés sur les essieux tracteurs. Cependant, on souligne que sur un camion simple ou un ensemble tracteur semi-remorque, l'usage de ces pneus pourrait être acceptable car les forces latérales sont réduites comparativement aux forces exercées sur un ensemble tracteur-remorques [36].

6.1.5 Conclusions

L'usage des pneus radiaux à large bande de roulement (18.00 R 22.5) monté en simple comme substitut aux pneus radiaux conventionnels (11.00 R 22.5) permet d'épargner 3,1% de carburant lors d'opérations sur route de gravier et 4,0% dans le cas des routes asphaltées. Ces données n'ont été vérifiées que pour des conditions d'opération estivales.

Le poids moindre d'un pneu 18.00 R 22.5 comparativement à deux pneus 11.00 R 22.5 permet d'augmenter légèrement la charge utile d'environ 200 kg (soit 50 kg/essieu).

Certains intervenants ont soulignés que des problèmes pouvaient être occasionnés par l'utilisation de pneus à large bande de roulement. L'un de ceux-ci est attribuable au système de suspension installé sous la remorque. Nous recommandons d'étudier les différents types de suspensions disponibles sur le marché afin de déterminer s'il existe des problèmes de compabilité et, le cas échéant, de proposer les modification nécessaire afin de rendre l'utilisation des pneus à large bande de roulement possible.

Quelques auteurs accusent les pneus à large bande de roulement de causer un plus grand dommage aux routes. Ce phénomène a aussi été remarqué durant les essais menés dans le cadre de cette étude sans toutefois faire l'objet d'aucune mesure.

Certaines études antérieures ont soulevé des doutes concernant l'aspect sécurité des pneus à large bande de roulement sur asphalte humide.

Étant donné ces dernières remarques, il ne semble pas que le pneu à large bande de roulement envahisse le marché nord-américain comme ce fut le cas pour le marché européen. Cependant, ce pneu peut, dans certains cas particuliers, remplacer avantageusement un ensemble de deux pneus conventionnels. Le transport sur route en gravier pourrait en tirer profit car le problème d'adhérence y est moins critique.

L'objet de cette étude n'était pas de recommander l'utilisation d'un pneu en particulier. Il a clairement été établi qu'une économie appréciable de carburant pouvait être réalisée grâce à l'emploi de pneus radiaux à large bande de roulement. Nous croyons cependant qu'il ne s'agit là que d'un seul des nombreux critères qui doivent être considérés lorsque l'utilisateur envisage la substitution des pneus des véhicules de sa flotte. Une étude «coût/bénéfice» doit être entreprise à l'intérieur de chaque organisation intéressée par les avantages qu'offrent les pneus à large bande de roulement.

6.2 Consommation de carburant en fonction de l'écartement des essieux

Lors de l'achat d'une remorque ou semi-remorque, l'utilisateur doit évaluer le meilleur compromis en fonction des spécifications de sa remorque et de la législation régissant le territoire où il opère. La rentabilité de son organisation en dépend.

Les derniers raffinements au niveau législatif survenus au début des années 1970 (Ontario Bridge Formula, Normes de charges et de dimensions au Québec...), ont amené le principe de charge maximale par essieu en plus de

la charge totale pour un véhicule. La charge maximale par essieu a pour but de réduire les dommages à la route, alors que la charge totale est instituée pour protéger les ponts et autres structures élevées. Cependant, il existe certaines distinctions importantes entre les législations provinciales. Ainsi, au Québec, par exemple, les essieux sous la remorque déterminent un groupement d'essieux dont la capacité dépend uniquement du nombre d'essieux en cause et de la distance entre le premier et le dernier essieu. L'Ontario prévoit que si la distance entre les essieux de la remorque est suffisamment grande, il est possible de former plusieurs groupements d'essieux sous une même remorque pour augmenter la charge permise. La légistation des autres provinces canadiennes se situe entre ces deux extrêmes. On voit donc l'intérêt d'écarter le plus possible les essieux sous les remorques et semi-remorques afin d'augmenter la charge utile d'un véhicule de transport routier.

Un grand écartement des essieux n'apporte pas que des avantages. En effet, en éloignant les essieux, on augmente l'effort latéral lors de virages, l'usure des pneus et de la route donc la consommation de carburant. C'est cet aspect que FERIC s'est proposé d'étudier dans le cadre de ce projet de recherche.

6.2.1 Équipement expérimental

La remorque décrite à la section 3.0 a été utilisée pour réaliser l'étude sur l'espacement des essieux. Les essieux montés sur suspension indépendante à air offrent la possibilité d'évaluer différents écartements d'essieux en relevant ceux non désirés. Nous avons donc étudié deux combinaisons différentes, soit quatre essieux au sol écartés de 4,21 m puis quatre essieux espacés de 6,03 m (figure 6.2). Le tout était monté sur des pneus à carcasse radiale 11.00 R 22.5 gonflés à 620 kPa pour les essais sur route asphalté et à 760 kPa pour les essais sur gravier.

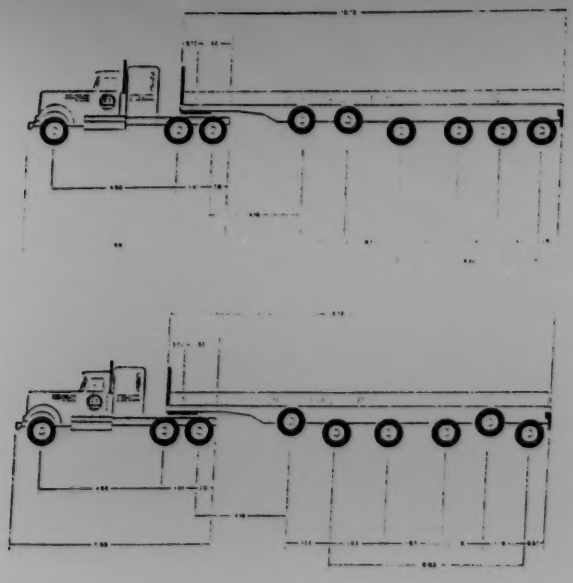


Figure 6.2 Disposition des essieux selon les deux configurations étudiées

Le camion tracteur, le système d'acquisition de données et les routes empruntées sont présentés à la section 3.0.

6.2.2 Méthodologie

L'étalonnage du véhicule d'essais avait déjà été réalisée pour la comparaison des pneus. L'espacement entre les essieux étant la seule caractéristique variable, la résistance au roulement en trajectoire rectiligne ne devrait pas être modifiée [22].

Les essais ont été menés en deux phases. Dans un premier temps, les essais se sont déroulés sur la route en gravier de 8,57 km et la seconde partie du programme s'est tenue sur la route asphaltée de 6,6 km. Ces deux routes sont décrites à la section 3.0. Ces parcours ont été retenus pour leurs nombreuses courbes de faible rayon permettant de bien mettre en évidence les pertes reliées aux virages selon l'écartement des essieux étudié.

La procédure d'essais suivie pour quantifier la consommation de carburant en fonction de l'écartement des essieux fut identique à la procédure utilisée lors de la comparaison des pneus, étant donné la relative similitude des objectifs et des facteurs étudiés. La section 3.0 décrit en détail cette procédure et souligne les différentes précautions mises en place.

6.2.3 Résultats

6.2.3.1 Consommation de carburant: essais sur gravier

Le tableau 6.3 présente la consommation cumulée moyenne de carburant pour toutes les paires d'essais de 17,14 km réalisés en fonction de chaque écartement d'essieux prescrit au programme.

Tableau 6.3 Consommation de carburant en fonction de l'écartement des essieux sur gravier

Écartement	Vitesse km/h	Consommation totale (L) (17,14 km)	Consommation L/100 km	Différence %
Groupés 4,21 m	40	17,51	102,16	
Écartés 6,03 m	40	17,96	104,78	2,6

Ce tableau nous montre une différence de consommation de 2,6% en faveur des essieux groupés. Cet écart est non négligeable compte tenu de la précision du débitmètre qui est de 0,5%. Les essais sur gravier sont toujours sensibles à la condition de la surface de roulement.

Dans le cas qui nous occupe présentement, les essais ont été réalisés la même journée pour les deux configurations d'essieux. La surface de roulement n'a donc pu être altérée par le passage répété de nombreux véhicules.

6.2.3.2 Consommation de carburant: essais sur asphalte

C'est au tableau 6.4 que les plus grandes différences en termes de consommation de carburant sont notées. Ces essais ont été conduits sur route asphaltée. Ainsi, comme dans le cas précédent, les valeurs indiquées dans ce tableau sont des moyennes générales des consommations cumulées pour toutes les paires d'essais (aller/retour) et ce, à chacune des trois vitesses spécifiées au programme.

Tableau 6.4 Consommation de carburant en fonction de l'écartement des essieux sur asphalte

Espacement	Vitesse km/h	Consommation totale (L) (13,2 km)	Consommation (L/100 km)	Différence %
Groupés 4,21 m	30	9,47	71,74	
	45	9,07	68,71	
	60	9,39	71,14	
Écartés 6,03 m	30	9,96	75,45	+5,2
	45	9,46	71,67	+4,3
	60	9,70	73,48	+3,9
Moyenne pour toutes les vitesses				4,5

La consommation de carburant s'accroit donc de 4,5% (moyenne de tous les essais réalisés sur asphalte) lorsque l'écartement entre le premier et le dernier essieu passe de 4,21 à 6,03 m.

6.2.4 Discussion

On peut donc considérer que dans le cas qui nous occupe, l'écartement des essieux a moins d'impact sur la consommation de carburant lorsque le véhicule circule sur une route en gravier.

Ce phénomène s'explique en partie par la plus faible adhérence, donc résistance latérale, du gravier comparativement à l'asphalte. Si l'effort exercé sur les pneus est moindre, il est moins important que les pneus soient écartés ou groupés, c'est-à-dire, qu'il soient éloignés ou rapprochés du centre de rotation de la remorque.

Les tableaux 6.3 et 6.4 confirment que l'augmentation de l'écartement entre les essieux d'une remorque ou semi-remorque affecte davantage la consommation de carburant d'un véhicule circulant sur une route asphaltée que s'il roule sur une route en gravier. En effet, une différence de 4,5% en moyenne a été observée sur les essais réalisés sur asphalte alors qu'une de 2,6% a été mesurée sur gravier.

On note par ailleurs que l'économie semble plus importante à basse vitesse qu'à vitesse plus élevée. Le phénomène peut s'expliquer par la technique de conduite utilisée par le chauffeur, qui elle, est dictée par le profil de la route. En effet, généralement lorsque le véhicule aborde une courbe, le chauffeur le laisse décélérer sur le passage de la courbe puis accélère par la suite. Mais si la vitesse est faible (30 km/h par exemple) le chauffeur peut garder une vitesse constante dans la courbe et ainsi il y consommera plus de carburant. Le phénomène se répètera lorsque l'on comparera les essieux écartés aux essieux autosuiveurs.

On constate donc que les véhicules utilisant des remorques à essieux écartés opèrent dans des situations difficiles lorsqu'ils abordent des courbes. Si l'effort additionnel imposé lors des virages peut influencer la consommation totale de 5%, c'est dire que la résistance est extraordinaire dans les virages. N'oublions pas que dans le cas qui nous occupe, le camion circule en trajectoire rectiligne ou sur des courbes de très grands rayons environ 80% du temps, situation où l'écartement des essieux n'influence aucunement la consommation de carburant. L'augmentation de consommation de carburant occasionnée par une position plus éloignée des essieux n'intervient donc que lorsque le camion effectue une manoeuvre de virage, soit 20% du temps. Que penser de l'effort demandé aux pneus durant cette courte période?

Les pneus des essieux les plus éloignés du centre de rotation de la remorque s'usent très rapidement. Cette usure n'a pas été mesurée mais fut très notable même si les essais n'ont durés que quelques semaines.

Un autre effet secondaire non négligeable remaqué durant les essais est la difficulté avec laquelle certaines courbes de faible rayon étaient abordées lorsque les essieux de la remorque étaient plus écartés. L'effort latéral devant être plus grand pour modifier la direction de la remorque, le chauffeur était souvent étonné de constater que la direction du camion demeurait inchangée alors que l'angle des roues avant était fort prononcé. Ce phénomène se produisait surtout sur route de gravier là où les roues avant ont moins d'adhérence donc moins de contrôle.

Lors des essais sur gravier avec essieux écartés, le camion a éprouvé des problèmes de traction dans certaines montées abruptes. En effet, la distribution du poids sur les essieux tracteurs est modifiée en fonction de la position des essieux sur la remorque. Ainsi, plus les essieux de la remorque sont avancés, plus grande est la proportion de la charge qu'ils supportent. Si le poids n'est pas assez important sur les essieux tracteurs, les pneus auront tendance à patiner lorsque l'effort de traction augmente. Il convient par ailleurs de mentionner que si la répartition de la charge sur les essieux est mieux équilibrée, il est possible d'en prendre avantage et d'augmenter la charge utile du véhicule, cependant chaque cas doit être traité individuellement.

6.2.5 Conclusions

Dans le but de protéger le réseau routier, les législateurs ont proposé des lois qui limitent les charges totales des véhicules tout en imposant une limite de charge axiale.

Afin de maximiser leurs revenus potentiels, les transporteurs écartent de plus en plus les essieux de leur remorques pour tirer avantage des dispositions de la loi. L'étude présentée dans ce rapport fait état de coûts supplémentaires en frais de carburant allant jusqu'à 5.2% lorsque l'écartement entre le premier et le dernier essieu passe de 4.21 à 6.03 m.

Les coûts directs occasionnés par une augmentation de la consommation de carburant et de l'usure de pneus sont plus importants lors d'opérations sur route asphaltée. Une différence de 2,6% en consommation a été notée pour les essais conduits sur route en gravier.

Des problèmes de tenue de route, et de traction ont cependant été décélés lorsque les essieux de la remorque étaient écartés sans pour autant être mesurés.

L'écartement des essieux semble donc une solution dispendieuse pour les opérations de transport empruntant les routes asphaltées. De plus, cette solution comporte un élément de risque pour la sécurité des chauffeurs et autres utilisateurs du réseau routier tout en occasionnant des problèmes de traction en forte pente.

6.3 Consommation de carburant selon le modèle d'essieu utilisé

La section 6.2 a mis en évidence les problèmes reliés à l'écartement des essieux dans le but d'augmenter la charge utile de l'ensemble. La majorité des difficultés soulevées sont attribuables à la résistance latérale excessive lors de virage.

Il n'existe que très peu de solutions pour réduire cette résistance latérale. La plus populaire est le dispositif de relevage pneumatique dont est doté l'essieu le plus avancé sur la remorque ou semi-remorque. Ce système permet à l'opérateur du véhicule lourd de relever l'essieu lors de virage serré ou lorsque l'essieu supplémentaire n'est plus requis (retour à vide par exemple). Cependant lorsque l'essieu est relevé dans un virage serré, un véhicule chargé est en infraction et abime donc impunément la route durant le virage. Les autorités ferment généralement les yeux sur ce genre d'infraction. Malheureusement, certains utilisateurs d'essieux relevables abusent de cette situation en utilisant celui-ci pour tromper les autorités. La situation est bien connue, les gens utilisent un essieu relevable pneumatique, mais règlent la pression d'air à son minimum de façon à ce que les roues touchent le sol mais ne supportent pas de charge. De cette manière, les pneus de cet essieu n'offrent pas de résistance latérale dans les virages donc ne s'usent pas et n'augmentent pas la consommation de carburant. Néanmoins, un tel véhicule est en infraction. Ce genre de situation est difficilement contrôlable par les autorités. Constatant que cet essieu ne remplit pas son rôle, on songe maintenant à le bannir. C'est du moins ce que suggérait l'Association des Routes du Transport du Canada (ARTC), dans son rapport concernant les masses et dimensions des véhicules lourds canadiens.

Une solution de remplacement est proposée avec l'avènement des essieux autosuiveurs. Ces essieux comme leur nom l'indique, sont libres de manoeuvrer dans la direction offrant la moindre résistance. Ces essieux, que certaines provinces tardent encore à accepter, proposent un concept prometteur qui permettrait peut-être de solutionner les problèmes occasionnés par l'emploi d'essieux écartés.

Plusieurs craintes doivent être dissipées, avant que l'emploi de ces essieux ne se généralise, notamment au niveau de la stabilité sur route. Les divers niveaux de gouvernements ont déjà abordé la question.

Certaines études ont d'ailleurs été produites sur le sujet et elles semblent conclure que les appréhensions envers la sécurité de telles remorques sont non fondées [7]. Du côté de l'utilisateur chez qui l'essieu relevable est bien implanté, on voudrait connaitre les bénéfices potentiels apportés par l'installation d'un essieu autosuiveur. FERIC a reçu le mandat de vérifier l'ordre de grandeur de l'économie de carburant réalisée par l'emploi d'essieux autosuiveurs.

Pour réaliser cet objectif, FERIC a voulu comparer la consommation de carburant de trois combinaisons d'essieux.

- La première combinaison consiste en 4 essieux rigides, dont l'écartement total entre le premier et le dernier essieu est de 6,03 m.

- Dans la seconde combinaison, on introduit un essieu autosuiveur pour remplacer l'essieu fournissant le plus d'effort latéral, soit l'essieu le plus avancé. Nous aurons donc une remorque munie de trois essieux rigides et un essieu autosuiveur dont l'écartement total est de 6,10 m.

- La dernière combinaison étudiée possède deux essieux autosuiveurs. Le second essieu autosuiveur remplace le dernier essieu de la remorque. La remorque sera dotée de deux essieux rigides et deux essieux autosuiveurs espacés de 6,10 m.

6.3.1 Équipement expérimental

Les essais ont été réalisés entre les mois d'août et d'octobre 1987. La remorque utilisée est décrite à la section 3.0. Cependant, certaines modifications à la remorque ont été rendus nécessaires étant donné l'objectif fixé, figure 6.3. Deux essieux autosuiveurs ont été installés; le premier essieu autosuiveur a été monté à l'arrière de la remorque remplaçant l'essieu original #6 alors que le second substituait l'essieu original #2. L'essieu autosuiveur arrière a dû être déplacé de 9 cm vers l'arrière pour qu'il puisse effectuer son travail en virage. Quant à l'essieu avant, il a été déplacé de 2 cm vers l'arrière pour les mêmes raisons. Ceci modifie donc l'écartement total des essieux de 7 cm pour le porter à 6,10 m. Les pneus étaient de modèle 11 R 22.5.

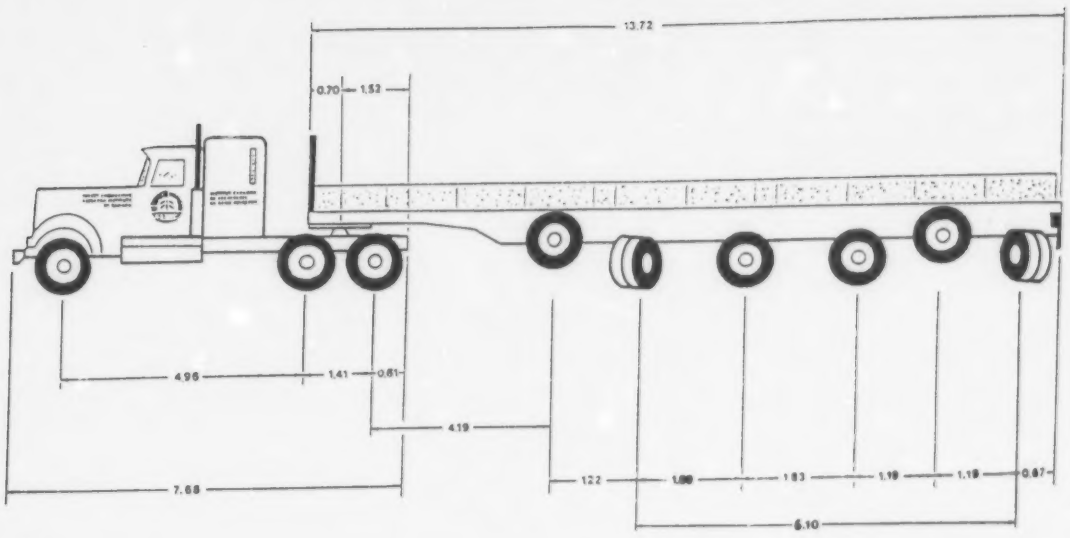


Figure 6.3 Disposition des essieux autosuiveurs pour les deux configurations étudiées

Les essieux autosuiveurs intallés sont fabriqués en Italie et importés au Canada par Ingersoll Machine and Tool Co. Ltd. Ces essieux étaient, eux aussi, munis d'un système de relevage pneumatique (figure 3.7).

Le dessin de ces essieux fait en sorte qu'il suivent très bien le mouvement du camion quand celui-ci avance. Cependant, dès que le véhicule va en reculant, les roues tentent de faire demi-tour (même principe que les roulettes sous un meuble), ce qui bien sûr, endommagerait tout le système. L'installation de tels essieux exige donc l'ajout d'un dispositif de blocage (souvent intégré à l'essieu) actionné de l'intérieur de la cabine du camion. Avant de reculer, le chauffeur met le dispositif de blocage en position et les essieux demeurent rigides dans l'axe de la remorque durant les manoeuvres de recul.

6.3.2 Méthodologie

La méthode utilisée lors de ces essais est identique à la méthode pratiquée pour comparer les essieux groupés et écartés. Les essais ont aussi été répétés sur route asphaltée et sur route en gravier. Ces parcours ont déjà été décrits à la section 3. Les essais avec la remorque munie d'essieux écartés n'ont pas été répétés etant donné que ce dispositif avait déjà fait l'objet d'essais lors de l'évaluation de l'effet de l'écartement des essieux sur la consommation de carburant.

Le dispositif de blocage dont étaient munis les essieux autosuiveurs était actionné indépendamment pour chacun de ces essieux. Ainsi, il nous a été possible d'installer les deux essieux autosuiveurs et de mettre le dispositif en marche pour bloquer un ou deux essieux autosuiveurs lorsque les essais ne nécessitaient pas leur usage.

Les essais ont donc été réalisés dans la séquence suivante:

- 4 essieux rigides
- 3 essieux rigides, 1 essieu autosuiveur
- 2 essieux rigides, 2 essieux autosuiveurs

6.3.3 Résultats

6.3.3.1 Consommation de carburant: essais sur gravier

Le tableau 6.5 résume les résultats obtenus lors des différents essais. La consommation totale comprend les voyages aller et les voyages retour. Cependant, l'enregistrement était interrompu entre les deux voyages pendant que l'équipe de recherche s'affairait à préparer le prochain essai. La distance de 17,14 km représente la somme des voyages aller et retour. Les essais sur gravier ont été réalisés à 40 km/h.

On remarque dans le tableau 6.5 un bénéfice appréciable obtenu par l'emploi d'essieux autosuiveurs. Il est surprenant de constater que l'effet associé des deux essieux autosuiveurs (économie de 9,5%), est plus grand que deux fois l'économie apportée par un essieu autosuiveur.

Tableau 6.5 Consommation de carburant en fonction des modèles d'essieux sous la remorque: essais sur route en gravier

Modèle d'essieu	Vitesse km/h	Consommation totale (L) (17,14 km)	Consommation L/100 km	Différence %
Rigide (écartés)	40	17,96	104,78	-
1 Autosuiveur	40	17,31	100,99	3,6
2 Autosuiveurs	40	16,25	94,81	9,5

6.3.3.2 Consommation de carburant: essais sur asphalte

Le tableau 6.6 résume les résultats obtenus pour chaque combinaison d'essieux en relation avec la vitesse sur route. On y présente la consommation totale et la consommation par 100 km. L'économie réalisée dans le cadre des essais sur asphalte est tout à fait similaire aux bénéfices obtenus dans de pareilles circonstances sur gravier. Cependant, l'écart de consommation semble proportionnel au nombre d'essieux autosuiveurs.

Tableau 6.6 Consommation de carburant en fonction des modèles d'essieux sous la remorque: essais sur route asphaltée

Modèle d'essieu	Vitesse sur route	Consommation totale (L) 13,2 km	Consommation L/100 km	Différence %	Écart moyen %
Rigide	30	9,96	75,45		
	45	9,46	71,67		
	60	9,70	73,48		
1 Auto-suiveur	30	9,52	72,12	4,4	
	45	9,10	68,94	3,8	
	60	9,30	70,45	4,1	4,1
2 Auto-suiveurs	30	8,92	67,76	10,4	
	45	8,92	67,76	5,7	
	60	8,90	67,24	8,2	8,1

6.3.4 Discussion

Les tableaux 6.5 et 6.6 présentent des résultats assez éloquents. L'installation d'un essieu autosuiveur épargnerait 3 à 4% de carburant selon que l'utilisateur oeuvre sur une route en gravier ou en asphalte. Cependant, le phénomène le plus intéressant est que l'économie marginale rapportée par l'installation d'un second essieu autosuiveur demeure aussi grande sinon plus grande que dans le cas de l'installation d'un seul essieu autosuiveur.

On aurait pu s'attendre à ce que le second essieu autosuiveur améliore légèrement les performances obtenues grâce au premier.

L'installation de deux essieux autosuiveurs crée donc une synergie intéressante qui doit être explorée. On propose deux explications possibles face à cet important phénomène.

a) Lorsque la remorque, dotée d'un seul essieu autosuiveur, aborde un virage, l'essieu est sollicité d'une part par la force latérale qui l'incite à tourner, et d'autre part par les trois essieux arrière rigides qui exercent un effort sur la remorque réduisant ainsi l'angle de braquage de l'essieu autosuiveur.

   Analysons maintenant le cas de la même remorque munie cette fois-ci de deux essieux autosuiveurs. Les deux essieux autosuiveurs sont toujours sollicités par la résistance latérale pour les faire tourner. Cependant, l'effort longitudinal exercé sur les essieux pour qu'ils conservent une trajectoire rectiligne est moindre que dans le premier cas, l'angle de braquage de l'essieu autosuiveur avant sera donc plus grand car il est libre de réagir à la résistance latérale et par le fait même offrira moins de résistance longitudinale.

b) La seconde explication tient compte du déplacement du centre de rotation de la remorque en fonction du nombre d'essieux autosuiveurs.

Posons le problème suivant:

Soit une remorque possédant quatre essieux rigides équidistants représentée par la figure 6.4. Le centre de rotation de la remorque est situé au point C_1, c'est-à-dire à $\frac{L_1}{2}$ du centre d'un des essieux extrêmes.

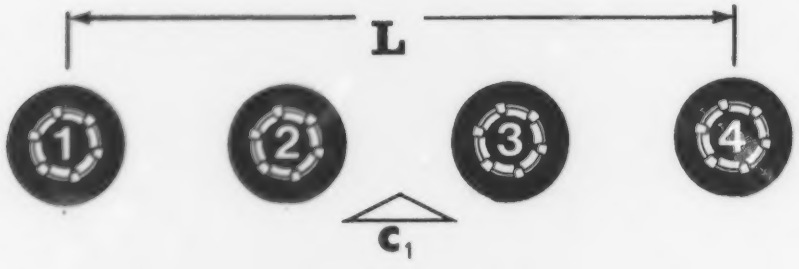


Figure 6.4 Position du centre de rotation de la remorque lorsqu'elle est munie de 4 essieux rigides

La force latérale exercée sur les pneus est proportionnelle à L_1. Dans notre cas, L_1 était de 6.10 m. Remplaçons maintenant l'essieu 1 par un essieu autosuiveur A1. Nous avons la combinaison proposée à la figure 6.5.

Le centre de rotation de la remorque se déplace maintenant au dessus de l'essieu n° 3 en C_2. Notez que la position du centre de rotation est approximative car bien qu'il soit autosuiveur, l'essieu A1 influence certainement la position du centre de rotation de la remorque. Pour les fins de la démonstration, la position C_2, située exactement entre l'essieu 2 et l'essieu 4, est considérée acceptable. La force latérale est maintenant reliée à L_2 qui est de 4,3 m.

Continuons l'exercice en remplaçant l'essieu rigide 4 par un essieu autosuiveur A4 pour obtenir la configuration illustrée à la figure 6.6.

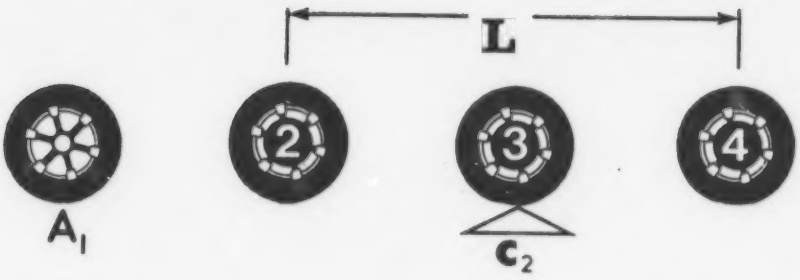


Figure 6.5 Position du centre de rotation de la remorque munie de 3 essieux rigides et 1 essieu autosuiveur

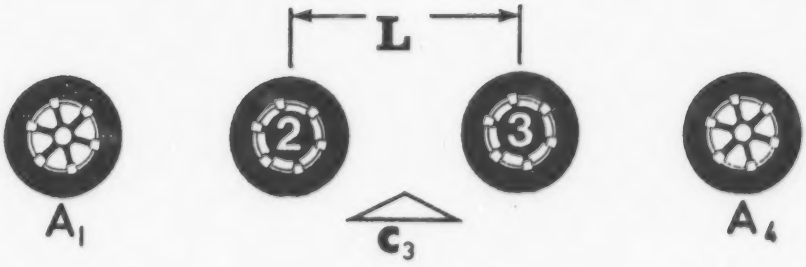


Figure 6.6 Position du centre de rotation de la remorque munie de 2 essieux rigides et 2 essieux autosuiveurs

Le centre de rotation de la remorque est maintenant localisé entre les essieux 2 et 3. L_3 devient donc 1,83 pour la remorque utilisée durant les essais.

Si on regarde plus en détail ces valeurs, on remarque que l'installation d'un essieu autosuiveur à réduit L de 6,1 m à 4,3 m soit 30% plus court. L'économie de carburant associée à cette modification est de 3 à 4%. Lors de la seconde modification, L est passé de 4,3 m à 1,83 m donc près de 60% de moins qu'avec un essieu autosuiveur ou 70% de moins que la combinaison originale. Ceci explique sans doute partiellement l'économie de carburant additionnelle de 4 à 5% réalisée lors des essais avec deux essieux autosuiveurs.

Il est probable que les hypothèses A et B interviennent partiellement pour expliquer les différences de consommation observées lors des essais avec les essieux autosuiveurs.

6.3.5 Conclusions

L'étude réalisée sur la consommation de carburant en fonction de l'usage des essieux autosuiveurs indique que ceux-ci se révèlent une solution économiquement acceptable comme substitut aux essieux rigides relevables.

Les bénéfices sont aussi intéressants lors des essais sur route en gravier que sur route asphaltée.

Les résultats montrent par ailleurs que l'économie marginale apportée par l'installation d'un second essieu autosuiveur est aussi grande sinon plus grande que lors de l'installation du premier essieu autosuiveur.

Les résultats montrent une économie possible de 3 à 4% de carburant due à l'installation d'un essieu autosuiveur selon que les opérations de camionnage se déroulent sur gravier ou sur asphalte.

L'effet combiné de deux essieux autosuiveurs a aussi été étudié. L'économie de carburant observée alors est de 8 à 9% selon que les essais ont été réalisés sur asphalte ou sur gravier.

Des hypothèses ont été formulées quant aux raisons qui expliqueraient l'impact si élevé du second essieu autosuiveur.

La première tient compte de la synergie positive provoquée par deux essieux autosuiveurs tandis que la seconde explication proposée traite du déplacement du centre de rotation de la remorque.

Nous souhaitons que des études soient poursuivies afin de mieux comprendre les mécanismes physiques en présence pour les mettre à profit sur les véhicules de transport routier.

L'aspect stabilité et sécurité a suscité et suscite encore certaines craintes. Des organismes de recherche tel que "Ontario Ministry of Transportation and Communications" [36], se sont intéressés au problème et sont d'avis que l'usage de ces essieux ne présente pas de risque et qu'il devrait être encouragé.

7. ÉTUDE DES RELATIONS ENTRE LE CHAUFFEUR, LA MACHINE ET LA ROUTE

7.1 Analyse de la dynamique du système conducteur-machine-route

Le problème fondamental dans l'analyse du couplage machine-conducteur-route demeure l'analyse de ce dernier, l'analyse dépendant de lui-même, mais également de la machine dans laquelle il se trouve, ainsi que du type de manoeuvre qu'il effectue. On conçoit, en effet, très aisément que le conducteur doive adapter sa conduite selon qu'il roule en ligne droite sur autoroute ou encore qu'il effectue un virage serré sur une petite route de campagne. Dans de mêmes conditions de conduite, le conducteur peut également devoir adapter sa conduite en fonction des conditions extérieures imprévues.

L'analyse globale de la conduite d'un conducteur est extrêmement complexe. En effet on doit d'abord examiner séparément ses gestes, c'est-à-dire, l'utilisation de la pédale d'accélérateur, des rapports de la boite de vitesses, du volant de direction et du frein principal.

7.1.1 Analyse ponctuelle et comparative du style de conduite de quelques chauffeurs

Pour étudier la dynamique du système conducteur-machine-route, FERIC a choisi 5 chauffeurs dont les résultats moyens concernant la vitesse sur route et la consommation du carburant étaient aux extrêmes, c'est-à-dire les chauffeurs avec des styles de conduite très différents. On les comparera sur une section se trouvant près du croisement des routes 309 et 311 (de 1250 m à 2250 m de l'intersection). Cette section est située sur l'Ile Longue. Le choix de cette section de la route est fait parce que les profils horizontaux et verticaux sont difficiles et variés comme le montre la figure 7.1.

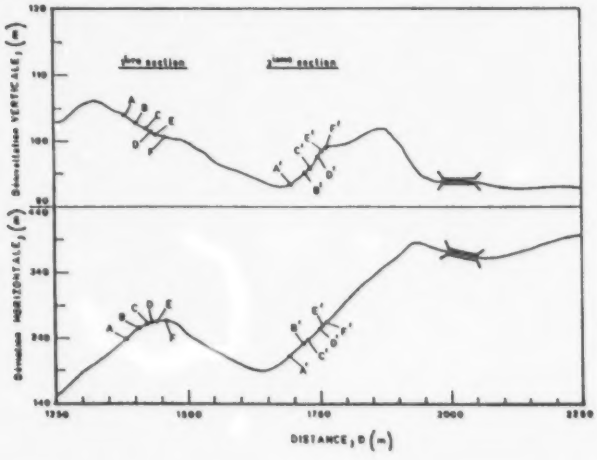


Figure 7.1 Profil horizontal et vertical de la section "Ile Longue" de la route

Commençons par examiner la relation entre la perception de la route et la réaction du chauffeur n°20. Au commencement de la section examinée (à 1250 m) on peut voir que la route monte encore légèrement et qu'elle est sensiblement droite. À ce moment le chauffeur se trouve en 8e rapport (2,14:1), sa vitesse sur route était de 10,21 m/s, sa pédale d'accélérateur à 51% de sa course totale, son couple au moteur de 1663 N•m et l'angle de son volant près de sa position médiane (voir les figures 7.2, 7.3, 7.4 et 7.5). Sentant que la montée s'adoucit, le chauffeur décide de relâcher la pédale d'accélérateur sans pour autant changer le rapport de la boite de vitesses, le volant de direction restant près de la position médiane. À la distance d'environ 1350 m la descente s'amorce plus fortement et le chauffeur relâche la pédale de plus en plus pour en arriver à une dépression d'environ 14% à une distance de 1384 m. Ici la vitesse est de 7,66 m/s (le rapport de la boite de vitesses restant le même) et le volant est à la position de +0,04° (une légère courbe sur la route visible sur la figure 7.1). En ce point, qu'on appelle A (voir les figures 7.1 à 7.5), le chauffeur descend une côte avec une inclinaison de 3,8%, utilise le frein moteur (340 N•m) et décélère.

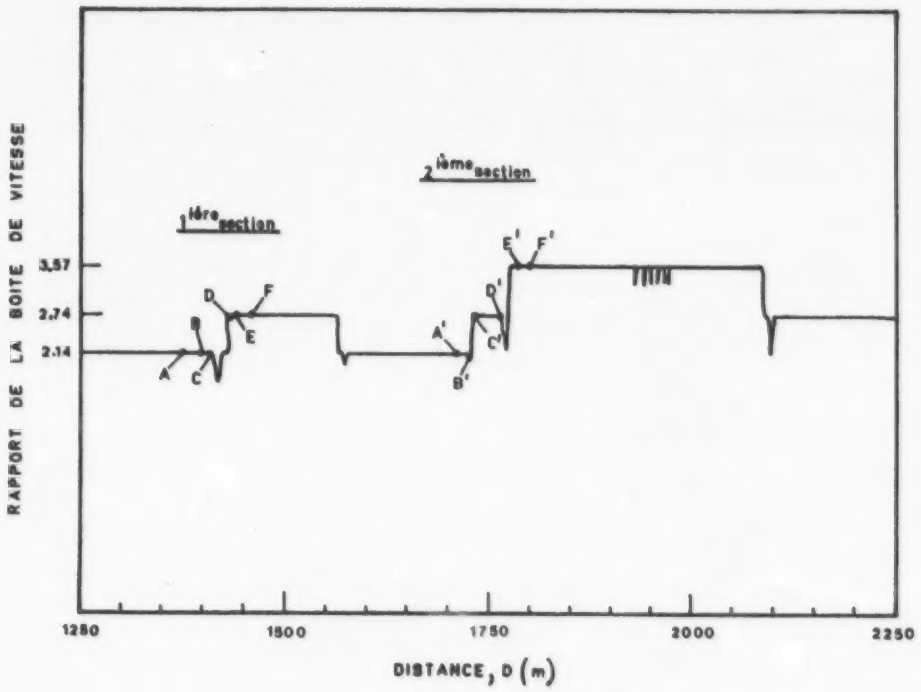


Figure 7.2 Rapports de la boite de vitesses pour le chauffeur n°20

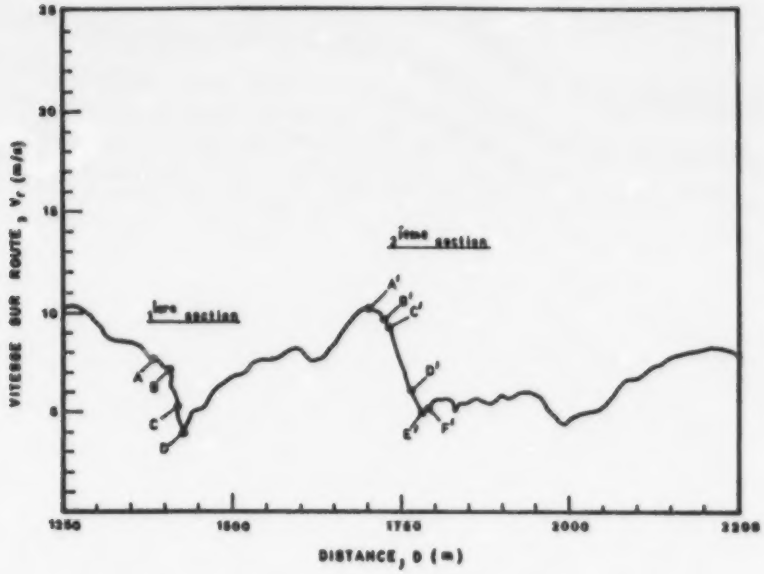


Figure 7.3 Diagramme de la vitesse sur route
en fonction de la distance pour le chauffeur n°20

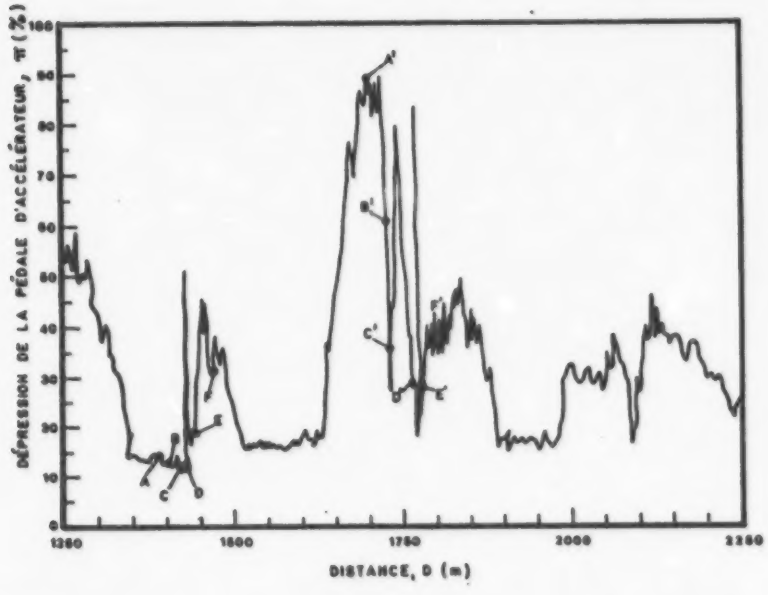


Figure 7.4 Diagramme de la dépression de la pédale d'accélérateur
en fonction de la distance pour le chauffeur n°20

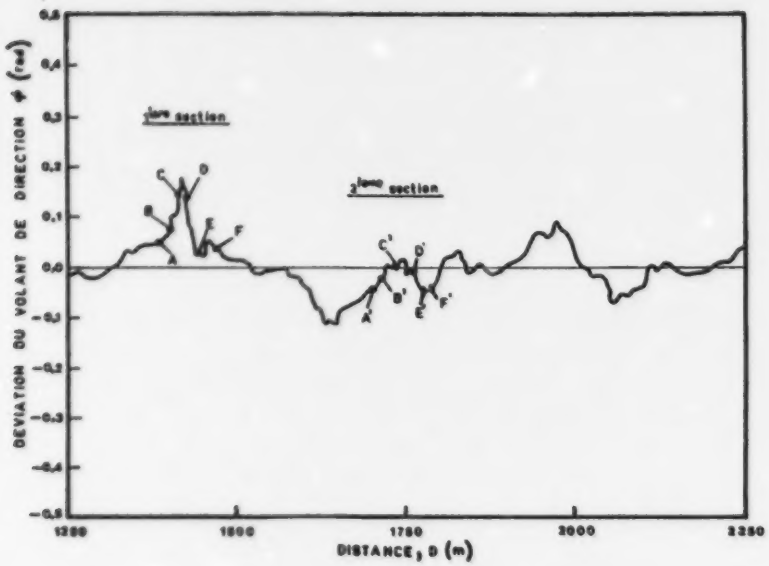


Figure 7.5 Diagramme de la déviation du volant de direction en fonction de la distance sur route pour le chauffeur n°20

La figure 7.6 montre le facteur dynamique aux roues de propulsion. Au point A on voit que ce facteur est négatif c'est-à-dire le camion pousse sur le moteur, le chauffeur freine et le véhicule ralentit. Au point B, à une distance d'environ 1405 m, le chauffeur aperçoit un virage et pour ralentir davantage appuie quelques instants sur la pédale du frein. De ce fait il y a une brusque réduction de la vitesse sur route (voir figure 7.3) entre 1405 et 1417 m. Par la suite le chauffeur pousse à nouveau. La pédale d'accélérateur est aux environs de 12% de sa course totale. Le facteur dynamique a été réduit du fait que le frein a réduit la poussée sur le moteur (voir la figure 7.6). Le volant est tourné à environ +1,5° pour négocier le virage (voir la figure 7.5).

Au point C, c'est-à-dire dans le virage, le chauffeur décide de changer le rapport de 2,14:1, à 2,79:1, pour diminuer la vitesse sur route. Ce changement a été accompli entre 1417 m et 1427 m (point C à point D). La vitesse a encore baissé de 5,39 m/s à 3,91 m/s. La dépression de l'accélérateur a légèrement augmenté et la déviation du volant de direction a légèrement diminué.

Examinons maintenant la relation entre la vitesse du moteur, en tr/min, et la vitesse sur route, en m/s. Cette relation est linéaire, représentée par les lignes droites de A à zéro et de F à zéro (voir figure 7.7). Dans le cas de notre chauffeur les enregistrements de B à C s'écartent de la ligne droite ce qui veut dire que le débrayage a été amorcé bien avant le changement du rapport au point C, provoquant un glissement des garnitures d'embrayage. Ce glissement réduit la durée de vie de l'embrayage car il résulte en un échauffement et une usure prématurés.

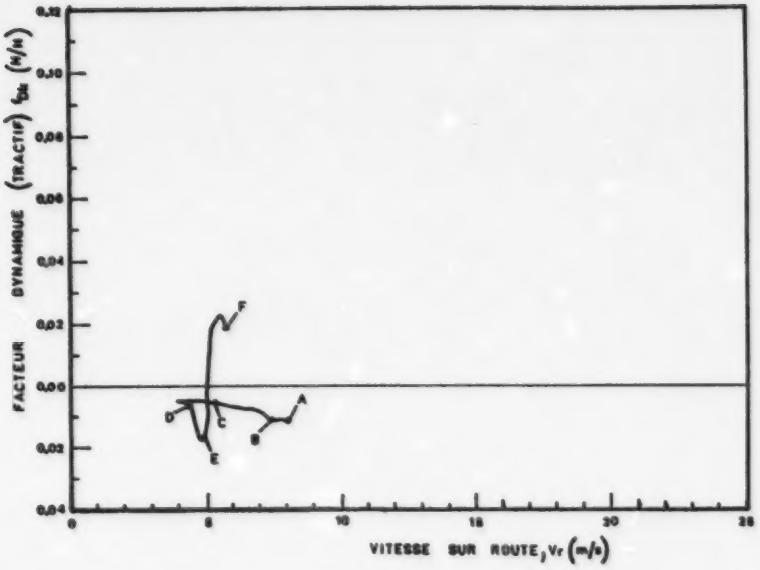


Figure 7.6 Diagramme du facteur dynamique
en fonction de la vitesse sur route pour le chauffeur n°20

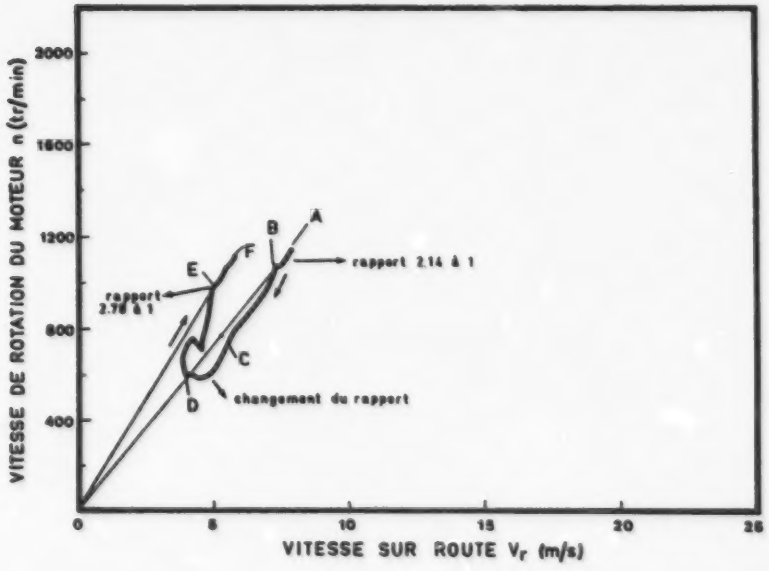


Figure 7.7 Diagramme de changement des rapports
entre A et F pour le chauffeur n°20

Toujours sur la même figure on peut voir que pendant ce changement de rapport entre les points C, D et E la vitesse du moteur descend à 600 tr/min (ralenti) car le moteur est séparé de la chaine cinématique, (autrement dit le camion ne pousse plus sur lui) et la pédale d'accélérateur est au minimum. À partir du point D le chauffeur appuie sur la pédale d'accélérateur d'abord fortement jusqu'à 50% (voir figure 7.4) provoquant une augmentation de la vitesse du moteur de 600 tr/min à environ 750 tr/min (voir figure 7.7) la relâche avec comme résultat une légère baisse de la vitesse du moteur et l'enfonce à nouveau provoquant une nouvelle augmentation de la vitesse du moteur jusqu'à 1000 tr/min dans un rapport inférieur (2,79 à 1). La perte de vitesse sur route provoquée par le freinage du point B au point C a été pratiquement récupérée car le camion descend une côte. À partir du point E le chauffeur appuie encore davantage sur la pédale d'accélérateur et ensuite la relâche légèrement jusqu'au point F.

Ce diagramme de changement de rapport, théoriquement, est très mauvais, car tout d'abord le chauffeur a permis qu'un glissement des garnitures d'embrayage se produise, ensuite après avoir changé le rapport il a fait une reprise à partir d'une vitesse du moteur bien trop basse (heureusement qu'il descendait une côte).

Étudions maintenant la consommation de carburant en mL/tr en fonction du couple-moteur en N•m (voir figure 7.8) pour la même section examinée.

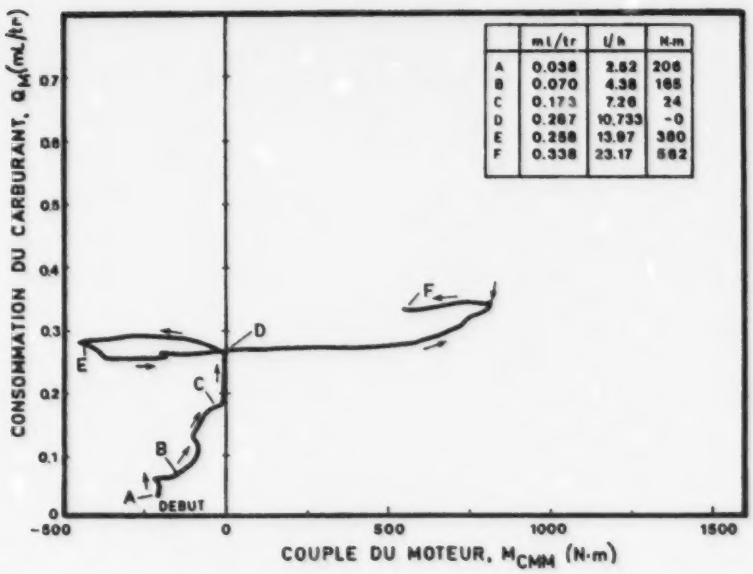


Figure 7.8 Diagramme de la consommation du carburant en fonction du couple au moteur entre A et F pour le chauffeur n°20

Au point A, la consommation était de 2,52 L/h. Elle augmente progressivement pour atteindre 4,38 L/h au point B. De B à C (pendant le freinage) elle augmente sensiblement de 4,38 à 7,26 L/h. De C à D et à E pendant le changement de rapport elle augmente encore davantage de 7,26 à 10,73 puis à 13,97 L/h. L'augmentation de la consommation entre les points B et C est due au fait qu'en appliquant le frein principal le chauffeur a réduit la poussée du camion sur le moteur dans la descente. Tandis que l'augmentation de la consommation entre les points C et E provient en partie du fait que le régime du moteur a été accéléré lors du changement de rapport, une partie de cette augmentation est aussi attribuable au virage malgré la perte de vitesse sur route.

L'exemple qu'on vient d'examiner illustre la perception de l'environnement par le chauffeur n°20 et sa réaction sur la machine, en tenant compte de son style de conduite. Il s'agissait en effet de l'attaque d'un virage en descente.

On examinera maintenant sa perception et son style de conduite en montée et sur une portion droite de 1702 à 1859 mètres. Comme on peut le voir sur la figure 7.1 c'est une forte montée au départ qui s'adoucit vers la fin. Au point A' la vitesse sur route est de 10,17 m/s, le rapport de la boite de vitesses de 2,14:1 (figure 7.7), la pédale de 86% de sa course totale et l'angle du volant de direction à -0,05°. Sur la figure 7.9 (indiquant le diagramme de changement de vitesse), on voit que la vitesse sur route et la vitesse du moteur diminuent linéairement jusqu'au point B'.

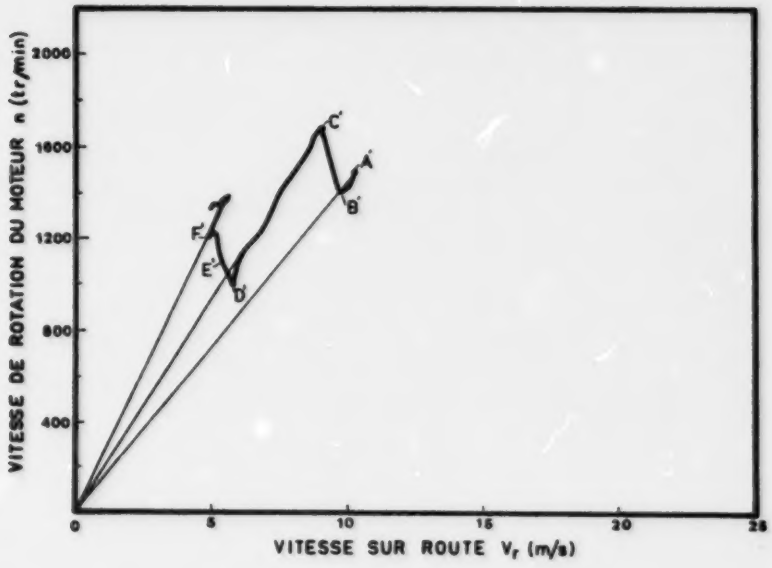


Figure 7.9 Diagramme de changement des rapports entre A' et F' pour le chauffeur n°20

Au point B' le chauffeur se rend compte que la vitesse du moteur a trop diminué (1399 tr/min) et décide de passer dans le rapport inférieur (2,79:1). Ce passage se fait entre les points B' et C' et pendant ce temps la vitesse baisse de 9,69 m/s à 9,04 m/s. La raison en est la montée, contrairement au cas précédent où la vitesse, pendant le changement du rapport, a augmenté à cause de la descente.

Si on se reporte à la figure 7.10 indiquant la consommation en mL/tr en fonction du couple moteur on voit que le changement a été effectué si rapidement (environ 0,6 seconde), que le couple n'a pas eu le temps de baisser à zéro (lors du débrayage).

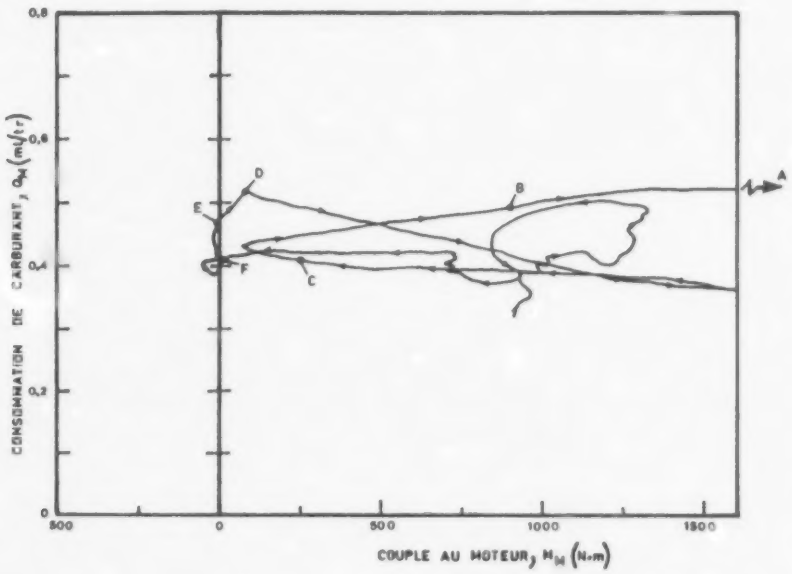


Figure 7.10 Consommation du carburant en fonction du couple moteur entre A' et F' pour le chauffeur n°20

La figure 7.3 montre la baisse de la vitesse, la figure 7.4 la dépression de l'accélérateur et la figure 7.5 la déviation du volant qui reste assez près de la portion médiane. Après avoir complété son changement de rapport le chauffeur appuie fortement sur l'accélérateur. Malgré une tenue supérieure de vitesse en côte dans le nouveau rapport et une dépression de l'accélérateur très élevée, à cause de la pente la vitesse du moteur continue à diminuer et au point D' sur la figure 7.9 le chauffeur décide de rétrograder une fois de plus le rapport de 2,79:1 à 3,57:1. À ce point la vitesse sur route est de 5,74 m/s, la pédale d'accélérateur à 36% de sa course totale et le volant toujours près de sa position médiane. Entre les points E' et F' sur la figure 7.9 le moteur est séparé de la chaine cinématique (débrayé) et à partir du point F' sur les figures 7.3 et 7.4 le chauffeur appuie de nouveau légèrement sur la pédale et accélère. La figure indiquant le diagramme de changement des rapports montre clairement qu'une fois de plus le chauffeur a permis à la

vitesse du moteur de descendre trop bas. Ainsi le chauffeur a permis que l'étouffement du moteur se produise ce qui est très mauvais pour sa durée de vie. Par contre cette fois-ci son diagramme est plus conforme que le précédent à la technique normale de changement de vitesse.

Ces deux exemples illustrent la technique de conduite d'un seul chauffeur (n°20) tout d'abord en descente et au virage, et ensuite, en montée sur une ligne droite.

Examinons maintenant le style d'attaque de trois autres chauffeurs sur la montée "Ile Longue" c'est-à-dire à environ 1650 m à 1900 m sur la figure 7.11.

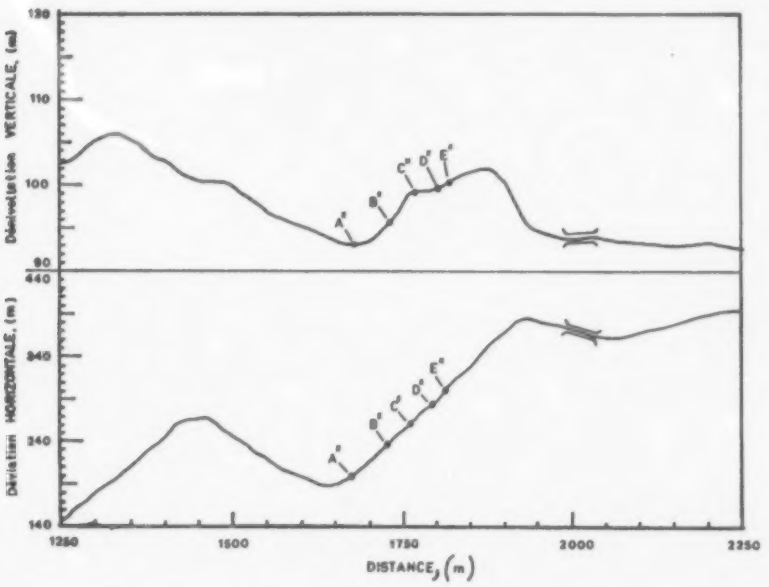


Figure 7.11 Profil horizontal et vertical de la section "Ile Longue"

Les figures 7.12 et 7.13 indiquent respectivement, pour le chauffeur n°17, le diagramme de changement des rapports et du facteur dynamique.

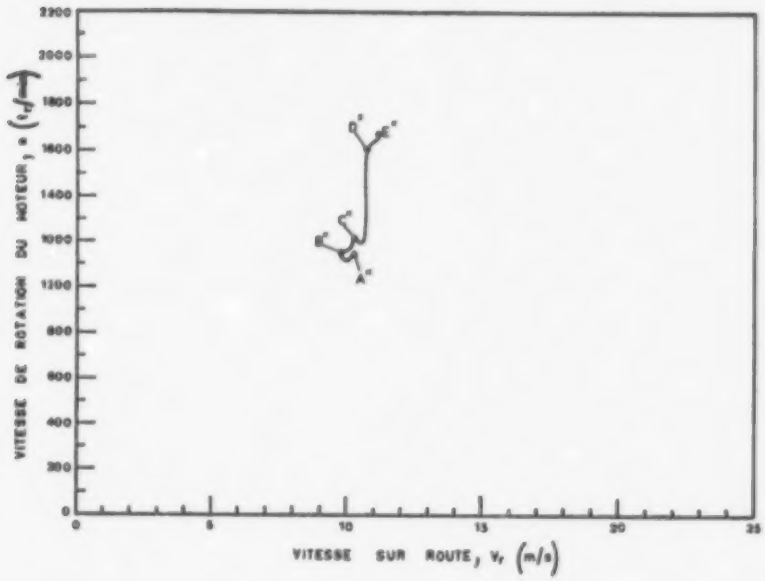


Figure 7.12 Diagramme de changement de rapports pour le chauffeur n°17

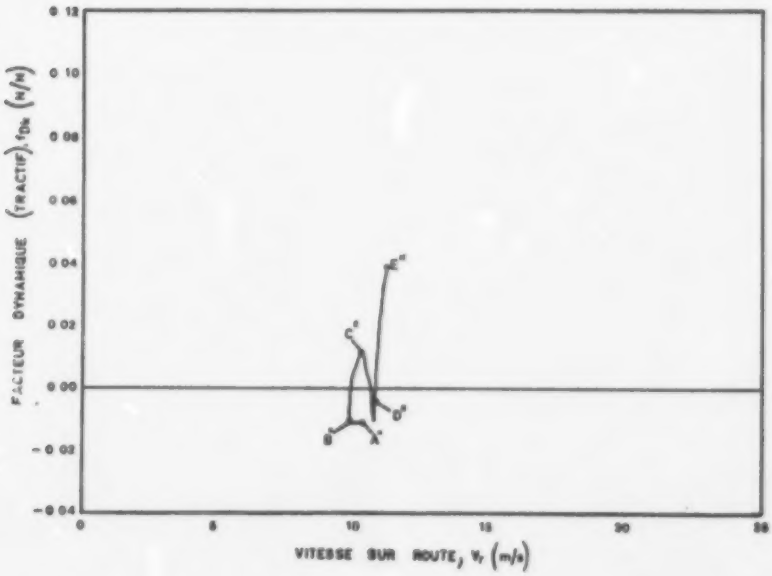


Figure 7.13 Diagramme du facteur dynamique
en fonction de la vitesse sur route pour le chauffeur n°17

Au point A" il se trouve à une distance de 1679 m avec une vitesse sur route de 9,97 m/s (35,9 km/h) en frein moteur (couple de freinage de 290 N•m), avec une dépression de la pédale d'accélérateur de 15% du total à une vitesse de rotation du moteur de 1124 tr/min dans le rapport 1,65:1 et avec une consommation de carburant de 20,55 L/h.

À ce moment il appuie sur la pédale d'accélérateur mais à cause de la forte montée le véhicule continue à ralentir (point B" sur la figure 7.14).

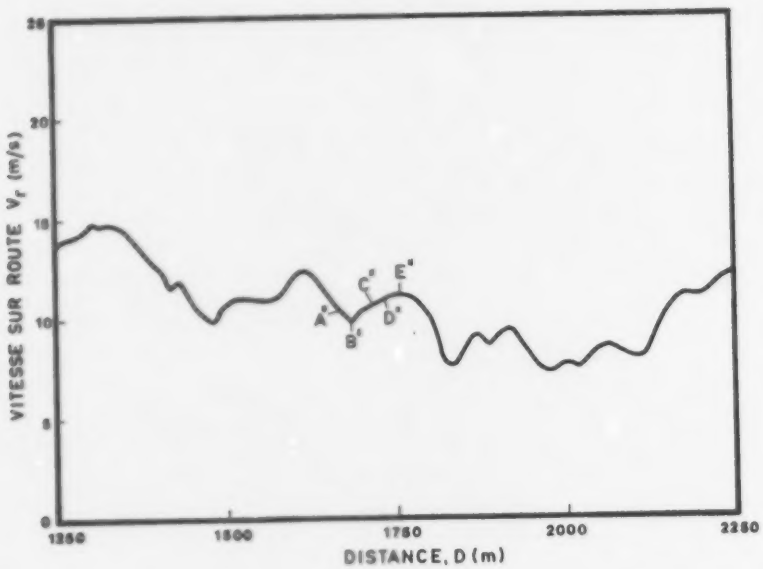


Figure 7.14 Diagramme de la vitesse sur route en fonction de la distance pour le chauffeur n°17

Le chauffeur continue à appuyer sur la pédale jusqu'à 41% et la vitesse augmente jusqu'au point C" (voir figures 7.12, 7.13 et 7.14). Se rendant compte qu'il commencait à étouffer le moteur, il décide de rétrograder de 1,65:1 à 2,14:1 (entre les points C" et D" sur les figures précédentes). Sur la figure indiquant le diagramme de changement de rapports on remarque que le changement a été effectué rapidement et d'une manière parfaite c'est-à-dire sans aucune perte de vitesse sur route malgré une forte montée. Également il n'a pas permis l'étouffement du moteur car dès qu'il l'a senti il a rétrogradé et a amené la vitesse de rotation au delà de la vitesse du couple maximum du moteur. Son style de changement de rapport est meilleur que celui du chauffeur n°20.

Les figures 7.15, 7.16 et 7.17 indiquent le style de changement de vitesse du chauffeur n°35. Au point A" sur les figures précitées il se trouve à une distance de 1715 m. À ce moment sa vitesse sur route est de 12,97 m/s (46,7 km/h) son rapport de vitesse est de 1,65:1, sa vitesse de rotation du moteur de 1715 tr/min, son couple de 2373 N•m, sa pédale à 89% de sa dépression totale et sa consommation de 38,52 L/h.

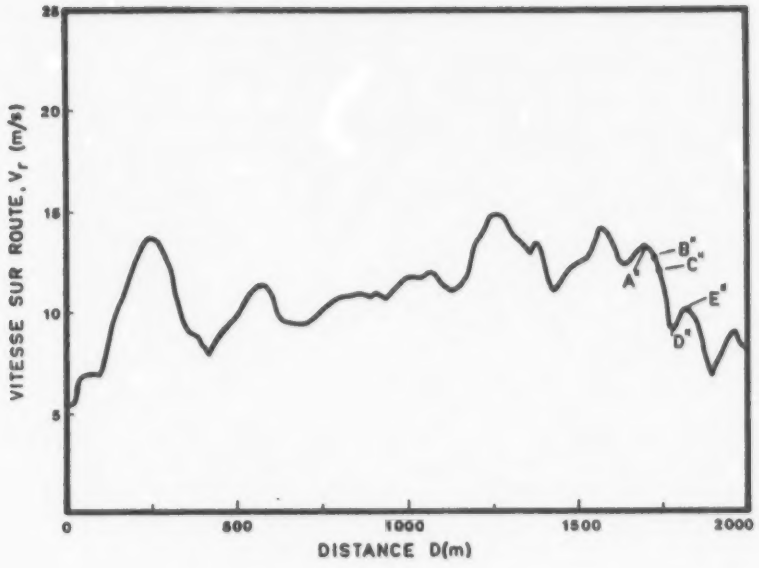


Figure 7.15 Diagramme de la vitesse sur route en fonction de la distance pour le chauffeur n°35

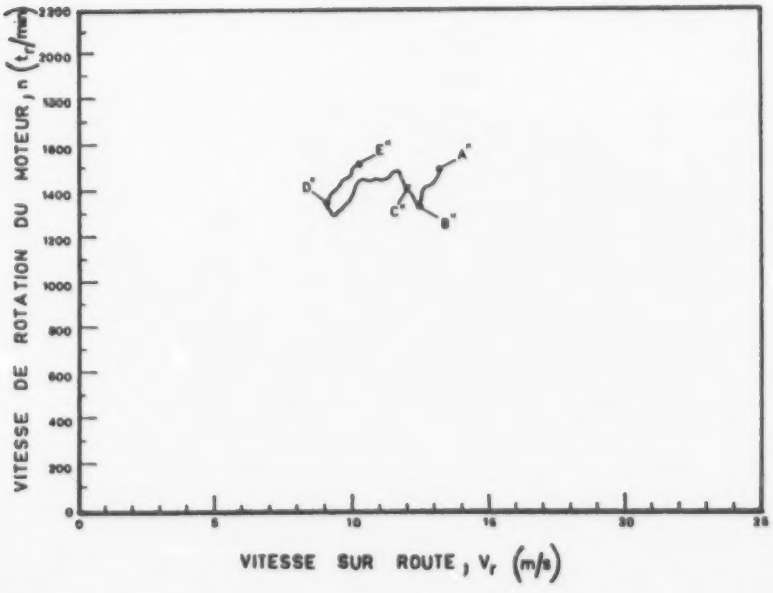


Figure 7.16 Diagramme de changement de rapports par le chauffeur n°35

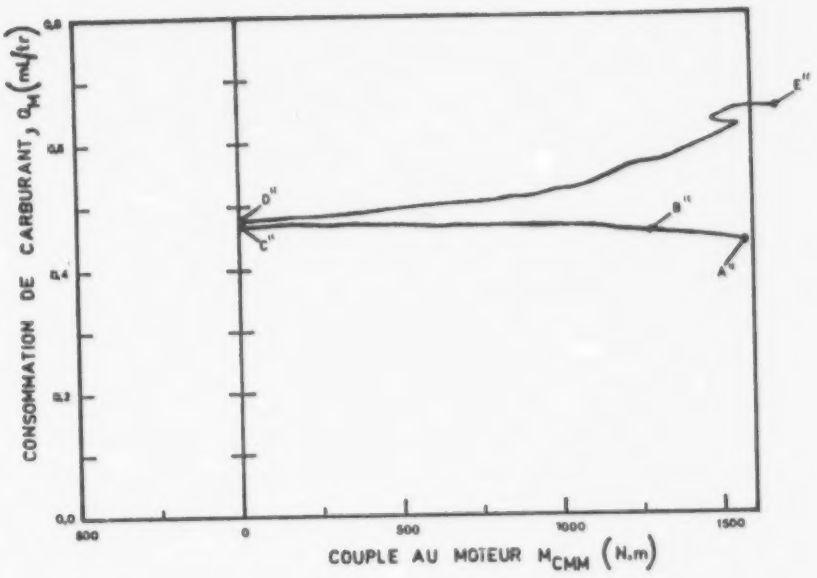


Figure 7.17 Diagramme de la consommation de carburant en fonction du couple au moteur pour le chauffeur n°35

Malgré une forte dépression de l'accélérateur la vitesse sur route diminue (voir les figures précédentes). Le chauffeur décide de rétrograder de 1,65:1 à 2,14:1. Au point B" il débraye, entre le point B" et C" il change de rapport, et au point C" il commence à embrayer. Du point C" au point D" il embraye progressivement (pendant 3,8 secondes) le couple monte de -18,5 N•m à 3014 N•m. Au point D" il se trouve dans le rapport inférieur (2,14:1), à partir de ce moment il relâche légèrement l'accélérateur et ayant une réserve de tenue en côte la vitesse monte.

Cet exemple de style de changement de vitesse montre que le chauffeur en embrayant progressivement et en permettant que la vitesse diminue sensiblement, a pu éviter les chocs dans la chaine cinématique, d'un côté, et de l'autre il a utilisé au mieux l'effet bénéfique de la décélération sur la consommation de carburant. Par contre il a fait patiné son embrayage ce qui affecte sa durabilité. Il a su conserver le régime du moteur dans sa plage d'utilisation normale en évitant de l'étouffer et par conséquent il a préservé sa durée de vie.

Les figures 7.18, 7.19 et 7.20 indiquent le style de changement de vitesse et de l'attaque de la même montée du chauffeur n°26.

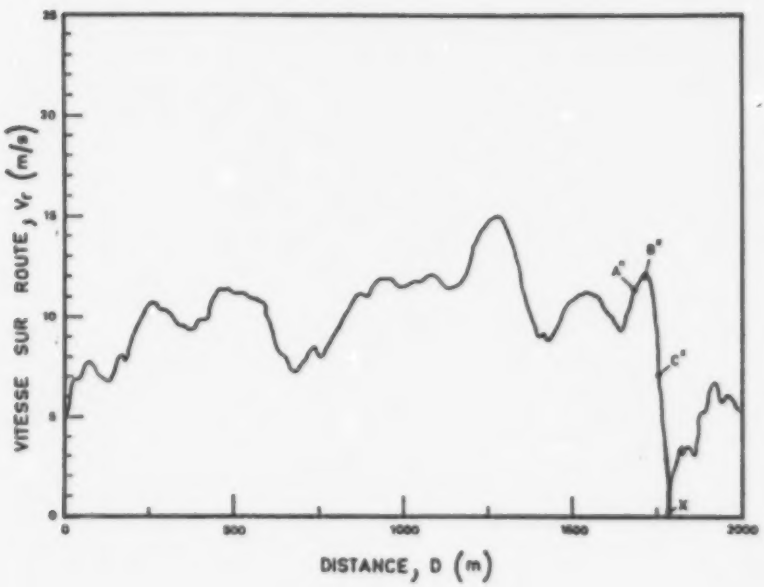


Figure 7.18 Diagramme de la vitesse sur route en fonction de la distance pour le chauffeur n°26

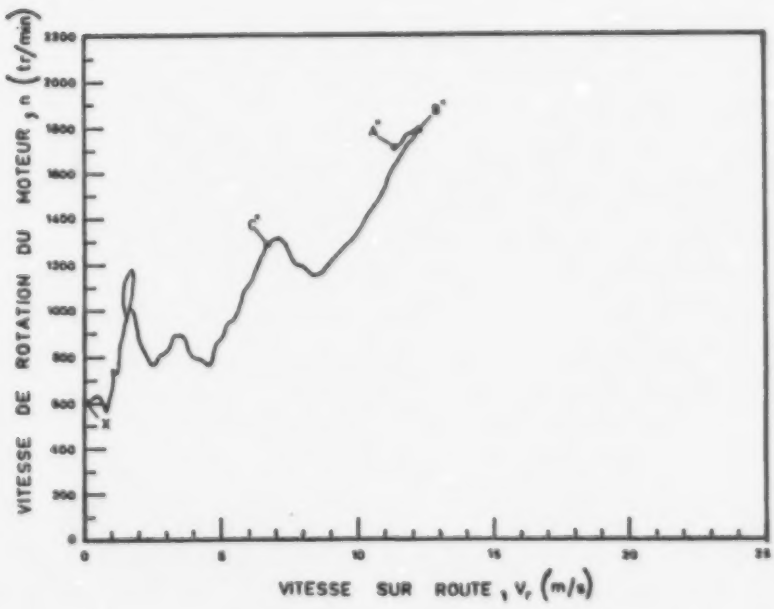


Figure 7.19 Diagramme de changement de rapports pour le chauffeur n°26

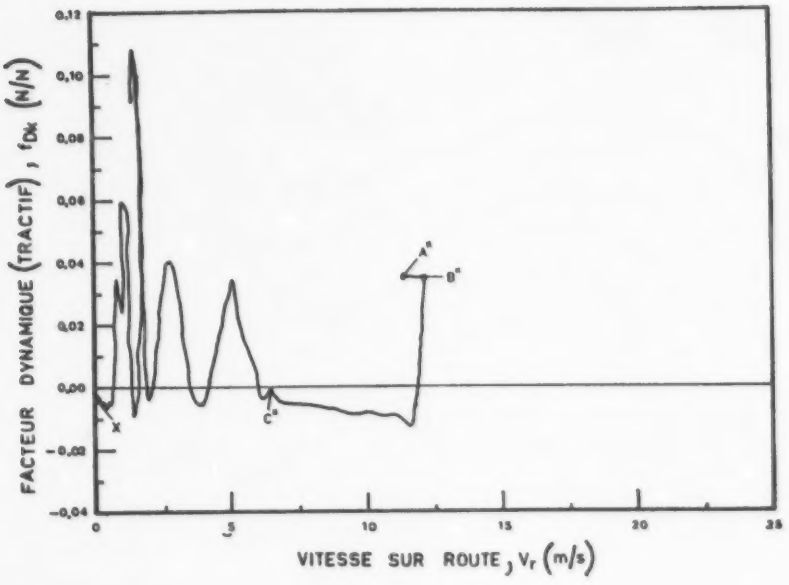


Figure 7.20 Diagramme du facteur dynamique
en fonction de la vitesse sur route pour le chauffeur n°26

Au point A" sur les figures précitées le camion se trouve à une distance de 1693 m, roule à une vitesse de 11,7 m/s (42,1 km/h) dans le rapport 2,14:1, la vitesse de rotation du moteur est de 1738 tr/min, le couple développé de 2613 N·m, la pédale d'accélérateur à son maximum et la consommation de carburant de 33 L/h. Il est intéressant de noter ici que le rapport de transmission était correct, que la vitesse sur route montait et que pour une raison quelconque le chauffeur à relâché la pédale ce qui a provoqué une diminution considérable de la vitesse. Du point B" au point C" (voir la figure 7.19), il a essayé de rétrograder et ensuite perdant l'élan il a été forcé de rétrograder de rapport en rapport jusqu'à l'arrêt complet du véhicule.

Ici on a l'exemple classique d'une mauvaise attaque de la montée avec la conséquence d'avoir été obligé de reculer sur toute la côte et de l'attaquer à nouveau. Soit dit en passant, 6 chauffeurs sur 35 n'ont pas réussi à vaincre du premier coup la côte de l'Ile Longue, en effet le rapport de l'essieu arrière n'était pas bien adapté aux côtes.

Sur la figure 7.5 on a déjà examiné le maniement du volant de direction du chauffeur n°20. Les figures 7.21, 7.22 et 7.23 indiquent le maniement du volant par les chauffeurs n°26, n°32 et n°35 respectivement. Les quatre diagrammes montrent qu'il n'y a pas de différence sensible entre eux sauf avec le chauffeur n°26 qui, avant de reculer sur la côte où il s'était arrêté, a fait un brusque mouvement avec le volant.

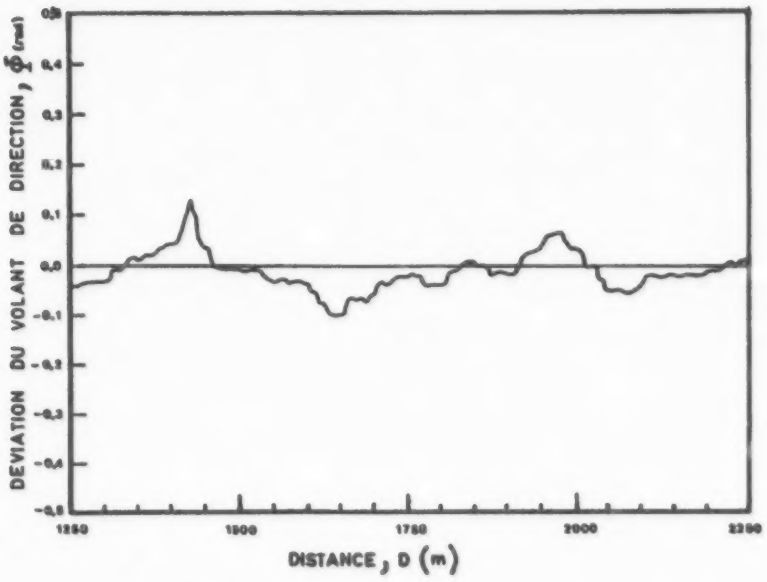


Figure 7.21 Diagramme de la déviation du volant de direction en fonction de la distance pour le chauffeur n°26

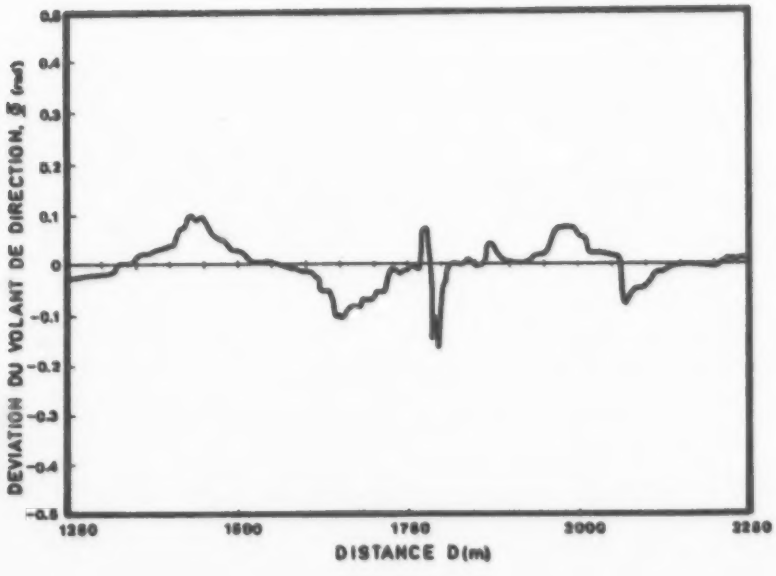


Figure 7.22 Diagramme de la déviation du volant de direction en fonction de la distance pour le chauffeur n°32

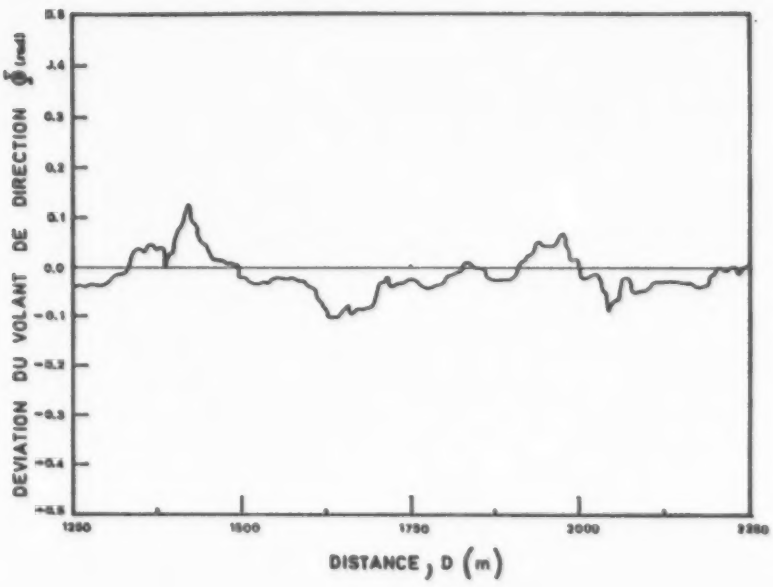


Figure 7.23 Diagramme de la déviation du volant de direction en fonction de la distance pour le chauffeur n°35

Pour pouvoir juger les résultats de leurs techniques de conduite, on comparera les performances des chauffeurs n°17, n°20, n°32 et n°35 à partir de l'intersection des routes 309 et 311 et sur une distance de 2000 mètres incluant les secteurs étudiés précédemment (le chauffeur n°26 s'étant arrêté sur la montée "Ile Longue" ne peut pas être pris en considération).

Les tableaux 7.1, 7.2, 7.3 et 7.4 résument certaines données importantes. On peut y voir que les temps s'échelonnent de 192 secondes avec le chauffeur n°35 à 291 secondes pour le chauffeur n°20. Cela veut dire que le chauffeur n°35 a mis 34% moins de temps pour parcourir la même distance et au même endroit. Pendant ce temps ils ont consommé 1303 mL et 1425 mL donc une différence de 8.56%. Autrement dit le chauffeur n°35 était plus rapide et a consommé moins que le chauffeur n°20. La consommation avec le chauffeur n°17 est de 1284 mL celle du chauffeur n°32 étant de 1374 mL, la différence entre les deux est de 6,5%.

Tableau 7.1 Valeurs moyennes de certains résultats obtenus avec le chauffeur n°17

	Moyenne	Écart-type	Minimum	Maximum
Durée, (s)			0	213,5
Vitesse du moteur, (tr/min)	1563,92	258,61	426,33	2130,19
Distance, (m)			0	2000
Vitesse, (m/s)	9,32	2,98	0	14,78
Taux de consommation, (mL/s)	5,992	3,325	0,590	11,116
Moment du couple, (N•m)	1397,77	1741,87	-882,68	6534,75
Dépression de la pédale, (%)	36,47	32,80	1,79	98,49
Rapport de vitesses	2,36	4,00	1,27	15,52
Moment du couple au moteur, (N•m)	638,12	808,30	-494,84	1920,31
Consommation par tour, (mL/tr)	0,231	0,118	0,020	0,430
Consommation par mètre, (mL/m)	0,708	0,806	0,050	2,411
Puissance, (kW)*	113.07	142,19	-77,14	299,25
Consommation spécifique**,(kg/kW•h)	0,159	4,679	-7,843	184,768
Accélération 1, (m/s^2)	0,035	0,325	-1,215	1,074
Accélération 2, (m/s^2)***	0,030	0,755	-4,326	1,296

Tableau 7.2 Valeurs moyennes de certains résultats obtenus avec le chauffeur n°20

	Moyenne	Écart-type	Minimum	Maximum
Durée, (s)			0	291,4
Vitesse du moteur, (tr/min)	1332,80	207,91	584,94	1813,15
Distance, (m)			0	1999,96
Vitesse, (m/s)	6,84	1,52	0	10,32
Taux de consommation, (mL/s)	4,866	3,779	0,329	14,275
Moment du couple, (N•m)	921,85	1354,72	-1171,81	3780,75
Dépression de la pédale, (%)	30,39	13,74	11,76	87,25
Rapport de vitesses	2,24	0,55	1,27	15,52
Moment du couple au moteur, (N•m)	23,90	627,25	-553,95	1845,53
Consommation par tour, (mL/tr)	0,218	0,159	0,013	0,576
Consommation par mètre, (mL/m)	0,717	0,526	0,041	2,256
Puissance, (kW)*	61,00	92,26	-78,12	279,64
Consommation spécifique**,(kg/kW•h)	-0,284	39,321	-542,430	996,049
Accélération 1, (m/s^2)	0,015	0,362	-1,096	0,855
Accélération 2, (m/s^2)***	0,015	0,377	-1,331	1,239

* Calculée à partir des lectures du couple et du régime moteur (la lecture du couplemètre est négative lorsque le camion pousse sur le moteur).

** Calculée à partir des lectures du débitmètre et du couplemètre (cette dernière pouvant être négative).

*** Accélération 1: calculée à partir de la distance mesurée sur les roues directrices.

Accélération 2: calculée à partir de la distance mesurée sur les roues tractrices.

Tableau 7.3 Valeurs moyennes de certains résultats obtenus avec le chauffeur n°32

	Moyenne	Écart-type	Minimum	Maximum
Durée, (s)			0	216,80
Vitesse du moteur, (tr/min)	1441,84	260,79	710,24	2026,19
Distance, (m)			0	1999,70
Vitesse, (m/s)	9,19	2,54	0	13,87
Taux de consommation, (mL/s)	6,325	5,225	0,172	17,396
Moment du couple, (N•m)	1017,99	1440,22	-1231,5	3887,25
Dépression de la pédale, (%)	31,39	33,60	1,84	98,57
Rapport de vitesses	1,91	0,79	1,27	15,52
Moment du couple au moteur, (N•m)	558,55	799,34	-575,46	1905,52
Consommation par tour, (mL/tr)	0,262	0,207	0,005	0,825
Consommation par mètre, (mL/m)	0,708	0,544	0,014	3,804
Puissance, (kW)*	86,89	126,55	-98,76	299,72
Consommation spécifique**,(kg/kW•h)	-0,502	10,152	-197,033	159,207
Accélération 1, (m/s^2)	0,020	0,458	-1,274	0,891
Accélération 2, (m/s^2)***	0,019	0,626	-3,386	1,039

Tableau 7.4 Valeurs moyennes de certains résultats obtenus avec le chauffeur n°35

	Moyenne	Écart-type	Minimum	Maximum
Durée, (s)			0	191,70
Vitesse du moteur, (tr/min)	1435,65	196,39	918,12	1911,81
Distance, (m)			0	1999,76
Vitesse, (m/s)	10,39	2,21	0	14,84
Taux de consommation, (mL/s)	6,790	5,155	0,091	15,647
Moment du couple, (N•m)	1034,05	1270,97	-586	4063,75
Dépression de la pédale, (%)	28,59	24,70	0,91	99,14
Rapport de vitesses	1,60	0,56	1,27	15,52
Moment du couple au moteur, (N•m)	620,78	788,63	-361,71	1904,47
Consommation par tour, (mL/tr)	0,272	0,197	0,003	0,661
Consommation par mètre, (mL/m)	0,661	0,491	0,006	3,683
Puissance, (kW)*	100,71	125,35	-60,79	297,01
Consommation spécifique**,(kg/kW•h)	0,659	18,491	-103,914	695,252
Accélération 1, (m/s^2)	0,043	0,525	-1,185	1,055
Accélération 2, (m/s^2)***	0,043	0,604	-2,144	1,358

* Calculée à partir des lectures du couple et du régime moteur (la lecture du couplemètre est négative lorsque le camion pousse sur le moteur).

** Calculée à partir des lectures du débitmètre et du couplemètre (cette dernière pouvant être négative).

*** Accélération 1: calculée à partir de la distance mesurée sur les roues directrices.
Accélération 2: calculée à partir de la distance mesurée sur les roues tractrices.

En examinant les rapports moyens de vitesses on trouve que le chauffeur n°35 a parcouru la distance en rapport le plus rapide (1,60:1) tandis que le chauffeur n°17 a utilisé un rapport de 2,35:1. Les rapports des deux autres se trouvent entre ceux de ces deux chauffeurs.

Il est intéressant de noter que le chauffeur n°35 a parcouru la portion étudiée le plus rapidement (vitesse moyenne égale à 10,4 m/s) en utilisant en moyenne une puissance de 101 kW contre une puissance moyenne du chauffeur n°17 de 113 kW à une vitesse de 9,32 m/s.

En résumé on peut dire que la perception de l'environnement et de la route par les chauffeurs se traduit, en ce qui concerne le maniement du volant de direction et le freinage, en réactions assez semblables ne produisant pas de grandes différences en performances (voir les figures 7.5, 7.21, 7.22 et 7.23 pour les déviations des volants).

Les différences en performances et en productivité sont surtout dues aux styles de conduites c'est-à-dire à la manière dont les chauffeurs utilisent le moteur (pédale d'accélérateur) et la boite de vitesses avec pour conséquence la vitesse sur route, la puissance, le rapport de boite de vitesses et la vitesse de rotation du moteur (voir les tableaux précédents).

7.1.2 Application du calcul des forces à l'analyse du style de conduite

On a vu au chapitre 5 que les forces qui agissent sur un véhicule en mouvement se trouvent à tout instant en équilibre avec les forces d'inertie, comme l'indique l'équation 5.1.

Grâce aux méthodes développées à l'annexe B on est capable de déterminer certains composants de l'équation 5.1, à savoir: F_{BHE}, F_{FCE}, F_{RA}, F_{RR}, F_{M}, F_{CRB}, F_{I}, F_{IR}, F_{IM}, de même que l'on mesure F_{DCMR}.

On peut alors analyser la conduite des chauffeurs à partir des courbes représentant les forces mises en jeu sur une portion déterminée de la route. Ces forces sont regroupées en catégories:

- force développée ou absorbée par le moteur, F_{DCMR}
- résistances générales au mouvement, $F_{BHE} + F_{FCE} + F_{RA}$
- forces d'inertie, $F_{I} + F_{IR}$
- force de freinage dûe au frein principal, F_{FRP}
- force correspondant à la demande dynamique de la route, $F_{INC} + F_{RT}$.

Comme il est possible de mesurer F_{DCMR} et de calculer F_{BHE}, F_{FCE}, F_{RA} et F_{IT}, on peut déduire la demande dynamique de la route:

$$F_{DDR} = F_{INC} + F_{RA} + F_{RT} = - (F_{TDR} + F_{IT} + F_{FRP}) \qquad (7.1)$$

Certes, cette demande n'est pas la même pour tous les chauffeurs car certaines forces dépendent soit de la vitesse, soit du couple, mais une fois déterminées, elles peuvent être isolées et permettre de calculer F_{INC}.

À titre d'exemple, considérons les courbes obtenues pour trois chauffeurs déjà étudiés au paragraphe 7.1.1.

La figure 7.24 ci-dessous montre la force développée par le moteur en chaque point pour parcourir une distance de 300 m.

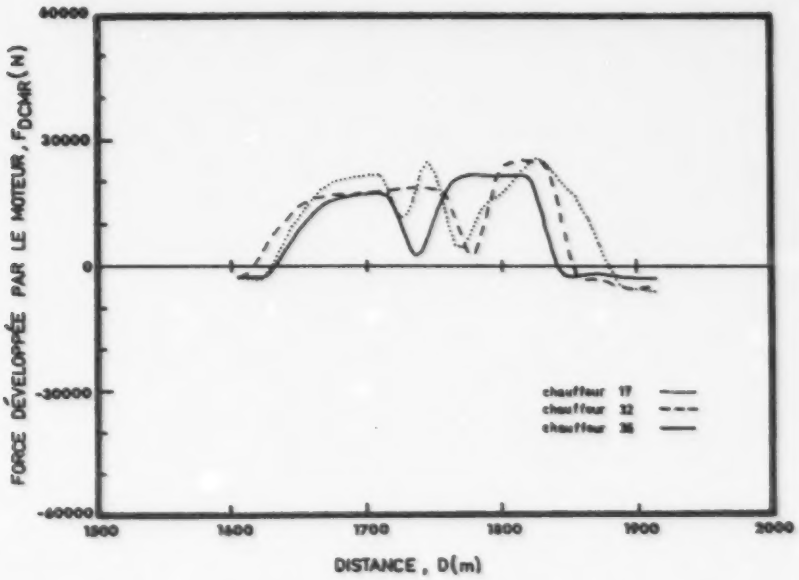


Figure 7.24 Courbes de la force développée ou absorbée par le moteur, F_{DCMR}

On remarque que sur cette portion de la route le chauffeur n°17 a changé deux fois de rapport de vitesses, car sa courbe présente deux creux, tandis que les chauffeurs n°32 et n°35 n'en ont changé qu'une seule fois. Le chauffeur n°32 a commencé à solliciter le moteur bien avant les autres, cela lui a permis de ne changer de vitesse que vers la fin de la montée, tandis que le chauffeur n°35 a effectué son changement de vitesse au milieu de la montée.

Comme on le verra sur la figure 7.26 c'est le chauffeur n°35 qui a le plus profité de l'inertie du camion et par conséquent il a sollicité le moteur en dernier au début de la montée et a diminué la demande en premier à la fin de la montée.

Sur la figure 7.25 on constate que les résistances générales au mouvement, à savoir la quantité $F_{BHE} + F_{FCE} + F_{RA}$, sont assez constantes, relativement faibles et presque égales pour tous les chauffeurs.

La figure 7.26 montre comment les chauffeurs ont utilisé l'inertie du véhicule. Les valeurs positives correspondent à une décélération, c'est un apport d'énergie relié à une perte de vitesse. Inversement les valeurs négatives correspondent à un gain de vitesse, dans ce cas le moteur développe une puissance supérieure à la demande de la route, et l'excédent sert à augmenter la vitesse.

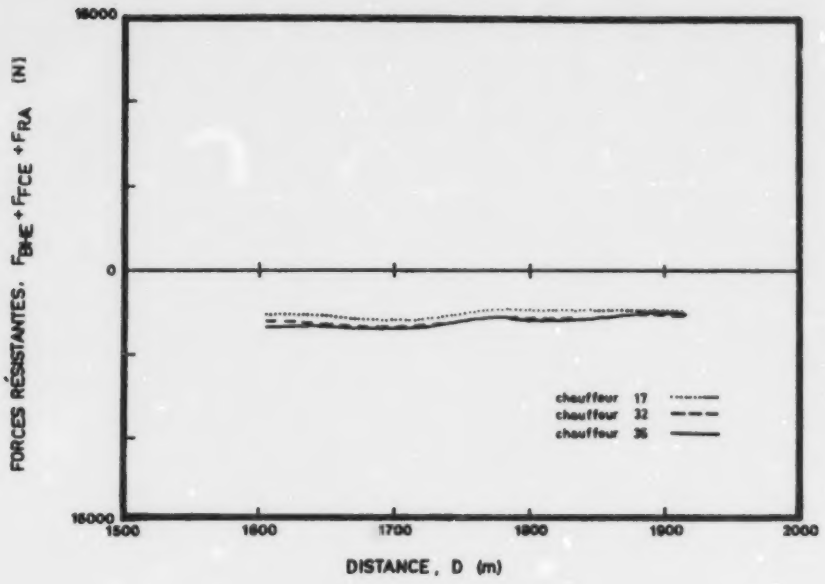


Figure 7.25 Courbes des résistances générales au mouvement

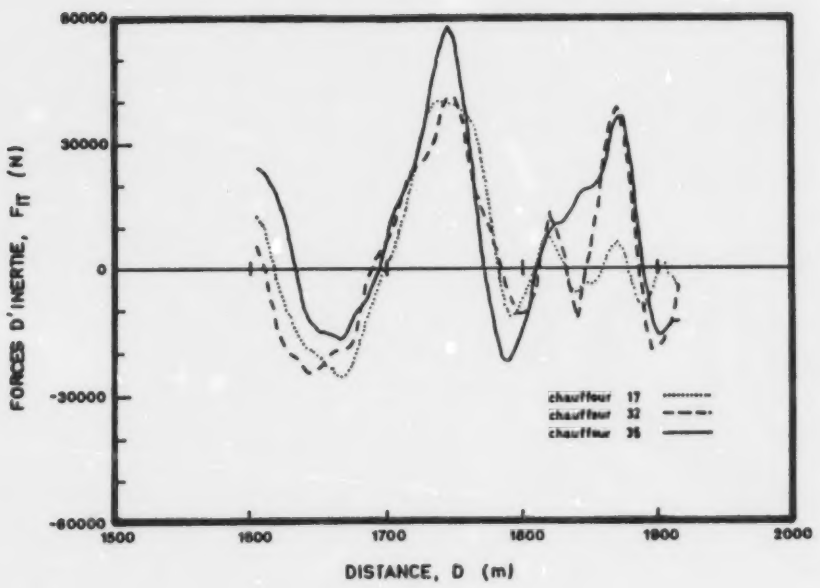


Figure 7.26 Forces d'inertie créées lors du mouvement

La section de route que nous étudions étant une montée, aucun chauffeur n'a utilisé le frein. À partir des forces décrites ci-dessus on peut donc calculer la demande dynamique de la route à laquelle ont satisfait les chauffeurs.

Le calcul de cette demande dynamique, exprimée en newtons, s'obtient en résolvant l'équation 7.1 à chaque instant sur la route. Les résultats obtenus sont représentés sur la figure 7.27 suivante.

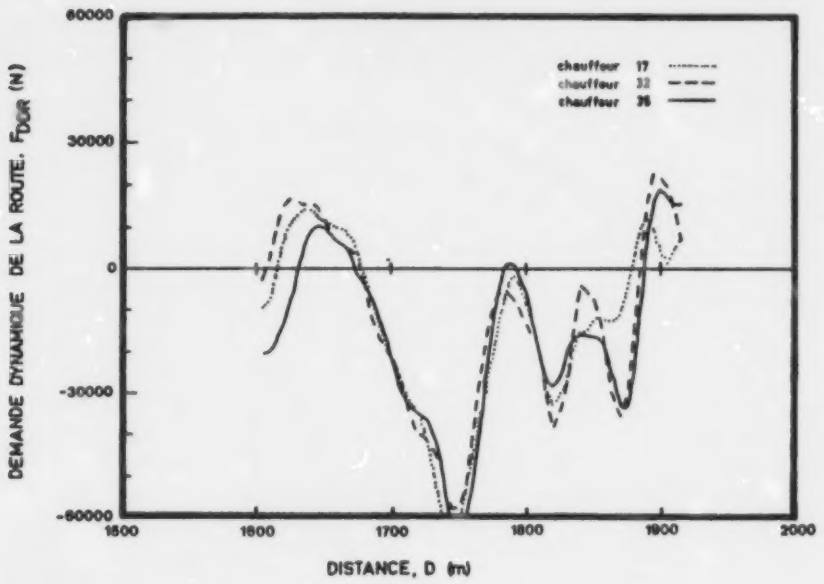


Figure 7.27 Demande dynamique de la route pour les trois chauffeurs

Comme on le remarque, la demande dynamique de la route diffère d'un chauffeur à l'autre selon la technique de conduite utilisée qui comprend, entre autres, le choix de la vitesse sur route, celui du rapport de boite et la manipulation du volant de direction.

Une conséquence logique à cette étude serait de poursuivre l'extraction des différentes forces qui interviennent dans la demande dynamique, ceci permettrait alors d'isoler la force créée par la dénivellation verticale de la route. Un essai de détermination de cette dernière force est donné au chapitre 10.

7.2 Analyse et comparaison des techniques de conduite

Dans le cadre de cette étude on présente une comparaison des styles de conduite de 35 chauffeurs étudiés dans les mêmes conditions de Machine-Environnement-Route.

Le circuit sur lequel on a examiné les chauffeurs est donné sur la figure 3.1.

7.2.1 Considérations générales

Le chauffeur est le lien le plus important entre la machine et la route, il est le facteur qui influence le plus le rendement et le coût de toute entreprise de transport.

La tâche principale du chauffeur est de rendre sa mission - qui est de conduire le véhicule - la plus efficace possible. Les compagnies de transport ont le devoir de permettre à leurs chauffeurs de le faire, en leur assurant une formation continue, en les tenant informés et en leur donnant la motivation nécessaire. Un programme de formation professionnelle structuré commence à voir le jour dans quelques pays industriellement développés.

Conduire un camion est un processus dynamique, une suite de mouvements effectués rapidement, déterminés par les lois naturelles; cela impose au chauffeur des contraintes mentales et physiques. Une concentration maximale, des réactions vives et précises sont constamment exigées de lui. Le chauffeur moderne devrait surveiller la vitesse du moteur, pratiquer la conduite préventive, faire preuve de prudence, ne pas abuser des machines, être conscient de la nécessité d'économiser l'énergie et de préserver l'environnement.

Le chauffeur moderne doit connaitre à fond la conception et la fonction technique du véhicule, et comprendre ses réactions. C'est alors seulement qu'on peut aspirer à un rendement élevé dans le transport.

La conduite judicieuse comprend, par exemple, ces comportements:

- ne pas laisser chauffer le moteur après le démarrage, mais commencer à travailler immédiatement afin de le charger graduellement en vitesse et en couple, jusqu'à ce que la température de service soit atteinte;
- choisir les vitesses et les rapports de vitesse permettant de conduire à la vitesse du moteur la plus économique dans les montées, les descentes et les plats;
- sauter des rapports de vitesse lorsque le profil de la route l'exige, afin de monter les côtes aux vitesses les plus économiques;

L'apprentissage et l'utilisation systématique de ces techniques de conduite, en fonction de la conception du véhicule, fait partie de la formation des chauffeurs qui doit leur permettre de conduire rationnellement.

Le circuit d'essai comporte deux portions: la première entièrement goudronnée et plus facile de 32 km, et la deuxième de 54 km, qui se compose d'une section en gravier de 7 km et d'une section goudronnée de 47 km de long.

Grâce aux méthodes que FERIC a élaborées concernant le programme de recherche de longue haleine sur le transport routier, on a pu constituer un laboratoire mobile très sophistiqué permettant l'enregistrement automatique des diverses variables en service.

C'est avec ce camion expérimental qu'on a recueilli automatiquement tous les dixièmes de seconde les variables concernant les actions des chauffeurs, les conditions du moteur, du camion et de l'environnement. À partir de ces enregistrements on a pu d'une part étudier les résultats sur les portions limitées de la route et les comparer aux actions des chauffeurs, d'autre part établir des valeurs moyennes.

Dans ce chapitre on étudiera les résultats reliés aux styles de conduite de divers chauffeurs. Ensuite on examinera les corrélations entre divers paramètres, on établira un classement des chauffeurs selon les variables enregistrées. Au chapitre suivant on interprètera les résultats obtenus et on fournira des recommandations concernant une technique de conduite idéale.

7.2.2 Discussion sur les valeurs moyennes obtenues avec les 35 chauffeurs qui ont participé aux essais

Dans le tableau 7.5 on donne les valeurs moyennes des variables enregistrées pour la première portion de route de 32 km et dans le tableau 7.6 pour la deuxième portion de route de 54 km de long.

Dans ces tableaux, les variables sont distribuées en colonnes alors que les chauffeurs sont disposés en rangées. Dans un premier temps on décrira chacune des variables. Par la suite on analysera les différentes techniques de conduite à travers les variables décrites.

Comme cela est indiqué dans le chapitre concernant la méthode des essais, tous les chauffeurs ont eu un certain temps de conduite afin de se familiariser avec le camion. Ensuite ils ont tous démarré au même endroit et ils ont conduit librement jusqu'à la fin de la première portion de 32 km. À cet endroit ils se sont arrêtés et ont redémarré sur la deuxième portion de 54 km.

7.2.2.1 Résultats obtenus sur la première portion de la route longue de 32 km

Dans le tableau 7.5 la première colonne donne le numéro des chauffeurs (de 1 à 35) et la deuxième la distance qui est en fait légèrement supérieure à 32 km (environ 32 200 mètres).

Tableau 7.5 Totaux et moyennes des variables utilisées (enregistrées et calculées) sur la première portion de la route de 32 km de long, pour les 35 chauffeurs

n° de chauffeur	distance totale (m)	temps total (s)	carburant total (mL)	vitesse moyenne (m/s)	nombre total de tours	vitesse de rot. moyenne (tr/min)	nombre de tours/mètre (tr/m)	taux de consommation (mL/m)	taux de consommation (mL/tr)	accélération moyenne positive (m/s^2)	accélération moyenne négative (m/s^2)
1	32245.3	1583.3	17150.7	20.238	45350	1632	1.344	0.532	0.396	0.152	-0.188
2	32281	1580.5	17363.8	20.425	41652	1581	1.290	0.538	0.417	0.1494	-0.1807
3	32320.9	1940.8	16057.2	16.653	51688	1597	1.599	0.497	0.311	0.1497	-0.1761
4	32152.3	1586.5	18719.1	20.266	43730	1653	1.360	0.582	0.428	*0.1555	*-0.1914
5	32257	1637.7	18094.1	19.697	46224	1693	1.433	0.561	0.391	0.13	-0.1205
6	32266.8	1776.8	17994.8	18.160	46224	1566	1.433	0.558	0.389	0.1724	-0.1914
7	32249.4	1587.4	18783.6	20.316	44949	1699	1.394	0.582	0.418	*0.1555	*-0.1914
8	32016	1738.6	18872	18.415	52460	1810	1.639	0.589	0.360	*0.1555	-0.2002
9	32388.4	1557.2	18014	20.799	43352	1670	1.339	0.556	0.416	0.1618	-0.2154
10	32345.4	1692.3	16957.7	19.113	45810	1624	1.416	0.524	0.370	0.1462	-0.1706
11	32367.9	1936.9	16190.9	16.711	46422	1438	1.434	0.500	0.349	0.1595	-0.172
12	32326.8	1760.4	16746.2	18.363	42981	1465	1.330	0.518	0.390	0.1468	-0.1756
13	32274.6	1526.3	15694.4	21.146	40146	1578	1.244	0.486	0.391	0.1501	-0.1652
14	32327.4	1532.5	17229	21.095	43740	1712	1.353	0.533	0.394	0.1596	-0.202
15	32325.4	1653.9	17245.3	19.545	42672	1548	1.320	0.533	0.404	0.1504	-0.1792
16	32348.1	1808.2	17820.9	17.890	50467	1675	1.560	0.551	0.353	0.1544	-0.1789
17	32271.4	1508.2	15662.3	21.397	42627	1696	1.321	0.485	0.367	0.166	-0.2114
18	32343.2	1580.8	17787.5	20.460	42953	1630	1.328	0.550	0.414	0.151	-0.1855
19	32423.7	1607	17864.1	20.177	45785	1709	1.412	0.551	0.390	0.1628	-0.1957
20	32248.8	1867.6	16295.6	17.268	48109	1546	1.492	0.505	0.339	0.1248	-0.1464
21	32305.6	1566.8	16775.3	20.619	41582	1592	1.287	0.519	0.403	0.1585	-0.1913
22	32250.1	1589.5	16539.7	20.289	41813	1578	1.297	0.513	0.396	0.1496	-0.1818
23	32244.6	1604.3	14909.8	20.099	44419	1661	1.378	0.462	0.336	0.1503	-0.1884
24	32304	1514.5	16742.5	21.330	45283	1794	1.402	0.518	0.370	0.158	-0.188
25	32309	1545.2	16386	20.909	42763	1660	1.324	0.507	0.383	0.1645	-0.193
26	32266.9	1550	19674.8	20.817	43304	1676	1.342	0.610	0.454	*0.1555	*-0.1914
27	32402.5	1556	18046.3	20.824	42964	1657	1.326	0.557	0.420	0.1629	-0.1907
28	32315	1613	17992.5	20.034	46263	1721	1.432	0.557	0.389	0.1486	-0.1757
29	32200.9	1576.7	17340.7	20.423	41819	1591	1.299	0.539	0.415	0.1649	-0.1993
30	32258.2	1714.1	17208.1	18.819	47049	1647	1.459	0.533	0.366	0.162	-0.192
31	32275.4	1472.7	16860.3	21.916	43260	1762	1.340	0.522	0.390	0.171	-0.2165
32	32282.5	1467	17031.1	22.006	39943	1634	1.237	0.528	0.426	0.173	-0.177
33	32269.8	1762.8	16018.4	18.306	47152	1605	1.461	0.496	0.340	0.1605	-0.2008
34	32286.7	1609.8	16727.1	20.056	44823	1671	1.388	0.518	0.373	*0.1555	*-0.1914
35	32245.6	1635	14693.5	19.722	40837	1499	1.266	0.456	0.360	*0.1555	*-0.1914

NOTE: Les valeurs précédées par une astérisque (*) représentent des valeurs manquantes qui ont été remplacées par les moyennes des valeurs existantes.

Tableau 7.5a Totaux et moyennes des variables utilisées (enregistrées et calculées) sur la première portion de la route de 32 km de long, pour les 35 chauffeurs

n° de chauffeur	dépression de l'accélérateur (%)	écart-type de l'accélérateur (%)	angle de déviation du volant		couple moyen		couple moyen	puissance moyenne		rapport de vitesse moyen	coefficient d'usure
			écart-type	étendue	positif	négatif		positive	négative		
1	42.820	28.46	0.0389	0.7507	1295.52	-215.56	980.7	183.34	-31.49	1.155	0.013958
2	48.452	35.92	0.0418	0.7139	1302.94	-233.24	959.2	191.27	-33.26	1.108	0.014661
3	33.020	18.68	0.0362	0.6889	1195.84	-244.12	911.8	134.23	-31.11	1.373	0.008399
4	46.429	28.21	0.0426	0.7152	1375.19	-205.13	1092.3	218.61	-35.49	1.168	0.016758
5	41.927	28.19	0.0378	0.5943	1269.26	-263.87	977	178.83	-36.94	1.231	0.013616
6	44.542	38.21	0.0325	0.6561	1432.79	-243.99	1018.6	177.25	-33.45	1.235	0.012792
7	43.647	24.14	0.0287	0.6022	*1267.19	*-259.82	*949.1	*177.82	*-36.02	1.198	*0.01316
8	40.635	28.41	0.0390	0.7954	*1267.19	*-259.82	*949.1	*177.82	*-36.02	1.408	*0.01316
9	59.358	38.73	0.0361	0.7021	*1267.19	*-259.82	*949.1	*177.82	*-36.02	1.150	*0.01316
10	41.898	34.08	0.0376	0.5825	*1267.19	*-259.82	*949.1	*177.82	*-36.02	1.217	*0.01316
11	35.109	29.51	0.0409	0.6324	*1267.19	*-259.82	*949.1	*177.82	*-36.02	1.232	*0.01316
12	40.198	28.88	0.0229	0.4022	*1267.19	*-259.82	*949.1	*177.82	*-36.02	1.142	*0.01316
13	39.585	23.17	0.0244	0.4575	*1267.19	*-259.82	*949.1	*177.82	*-36.02	1.069	*0.01316
14	41.658	25.56	0.0256	0.4986	1251.28	-261.01	939.4	185.53	-39.74	1.162	0.014061
15	41.192	29.52	*0.0307	*0.5669	1282.83	-222.84	986	177.88	-31.89	1.134	0.013831
16	47.496	33.27	*0.0307	*0.5669	1410.6	-307.28	1021	181.11	-39	1.341	0.011442
17	54.702	32.22	*0.0307	*0.5669	1334.39	-239.3	1087.9	199.18	-29.09	1.135	0.014202
18	42.811	24.01	0.0267	0.4930	*1267.19	*-259.82	*949.1	*177.82	*-36.02	1.141	*0.01316
19	39.011	22.46	0.0295	0.5982	1271.59	-304.14	973	179.42	-40.23	1.213	0.013790
20	31.340	18.8	0.0245	0.5049	1159.03	-331.54	838.2	135.28	-41.7	1.282	0.008978
21	42.307	28.63	0.0297	0.5325	1169.83	-233.94	943	171.89	-33.95	1.108	0.014007
22	39.825	27.24	0.0381	0.6193	1159.4	-235.9	901.6	165.65	-30.58	1.114	0.013043
23	40.563	24.93	0.0262	0.4681	1175.66	-251.71	884.2	167.69	-34.52	1.183	0.010486
24	42.923	19.27	*0.0307	*0.5669	1158.15	-291.41	896.4	172.69	-40.5	1.204	0.012799
25	46.618	33.95	0.0293	0.6114	1235.3	-261.13	911.5	179.18	-38.57	1.137	0.013081
26	61.778	37.67	0.0341	0.5601	1411.53	-245.27	1108.4	208.98	-34.69	1.153	0.018713
27	45.457	29.68	0.0233	0.4299	1325.78	-282.54	988.1	193.46	-36.16	1.139	0.015532
28	47.047	37.42	0.0243	0.4904	1265.88	-290.59	936.3	164.97	-43.25	1.230	0.013310
29	48.804	36.52	0.0305	0.5825	1309.13	-258.55	973.9	189.01	-39.77	1.116	0.014746
30	42.739	37.02	0.0316	0.5680	1258.3	-301.84	862.2	166.13	-37.7	1.253	0.010941
31	45.051	31.35	0.0251	0.4773	1214.91	*-259.82	913.4	188.82	-40.58	1.151	0.014086
32	48.648	33.66	0.0281	0.5470	1361.01	-278.95	954.7	195.31	-38.88	1.063	0.016005
33	35.861	30.18	0.0234	0.4786	1267.8	-291.53	821	164.12	-35.54	1.256	0.009356
34	40.873	31.3	0.0252	0.4391	1225.04	-257.41	928.9	*177.82	*-36.02	1.193	0.012456
35	33.732	24.57	0.0186	0.3813	1095.09	-202.68	817	152.49	-28.57	1.088	0.010386

NOTE: Les valeurs précédées par une astérisque (*) représentent des valeurs manquantes qui ont été remplacées par les moyennes des valeurs existantes.

La troisième colonne représente le temps mis pour parcourir cette distance. Le temps le plus long est de 1940 secondes (32,3 minutes), avec le chauffeur n°3 et le plus court 1467 secondes (24,5 minutes) avec le chauffeur n°32. La différence est de près de 8 minutes, soit de 24%. Autrement dit, la productivité, en termes d'économie de temps, du chauffeur n°3 est inférieure de 24% à celle du chauffeur n°32.

Si, par conséquent, on envisage une entreprise de transport sur une distance de 100 km à l'aller et 100 km au retour et on garde la différence précitée en temps, pour la direction chargée et à vide, on aura pour chaque voyage aller-retour une différence de 49 minutes. En tenant compte des temps de chargement et déchargement et des autres arrêts sur la route, on pourra envisager deux voyages par jour, et la différence entre ces deux chauffeurs serait de 97 minutes par période de relève.

Plus loin on examinera les conséquences des styles de conduite de ces deux chauffeurs sur la consommation énergétique et sur l'usure des moteurs.

La quatrième colonne donne la quantité totale de carburant consommée. Ici les extrêmes se trouvent avec le chauffeur n°26 qui a consommé 19,74 L et le chauffeur n°35 dont la consommation était de 14,69 L. La différence est de 5,05 L, ou en pourcentage de 25,6%. Cette différence est significative puisque les deux chauffeurs ont mis approximativement le même temps pour parcourir les 32 km (le chauffeur n°26 a mis 1,42 minute de moins que le chauffeur n°35).

La différence représente par conséquent purement et simplement une technique de conduite plus économique dans le cas du chauffeur n°35.

La colonne 9, qui indique la consommation de carburant par mètre parcouru, donne les mêmes résultats que la colonne 4 avec les mêmes chauffeurs se situant aux extrêmes du spectre.

La colonne 5 indique les vitesses moyennes sur route. Ici, ainsi que dans le cas des temps totaux, les chauffeurs extrêmes sont les n°32 et n°3. Le chauffeur n°32 étant le plus rapide avec une vitesse moyenne de 22,00 m/s (79,20 km/h) et le chauffeur n°3 étant le plus lent avec une vitesse moyenne de 16,65 m/s (59,90 km/h).

La colonne 6 indique le nombre total de tours du moteur. Le nombre total avec le chauffeur n°3 était de 51 689 et avec le chauffeur n°35, il était de 40 838. La différence en pourcentage est de 21%. Le nombre total de tours du moteur est importante car il influence grandement l'usure du système propulsif d'un véhicule. Autrement dit, il est la mesure de l'intensité de l'utilisation des éléments rotatifs d'une chaine cinématique. De même la colonne 8 indique le nombre de tours du moteur par mètre, autrement dit l'utilisation du moteur par les chauffeurs pour la même distance parcourue. Les extrêmes sont obtenus pour les chauffeurs n°3 et n°35. La différence en pourcentage est de 21%.

La colonne 7 indique les nombres moyens de tours du moteur par minute. Ici les extrêmes sont obtenus avec les chauffeurs n°14 et n°35. La moyenne avec le chauffeur n°14 est de 1712 tr/min et avec le chauffeur n°35 elle est de 1499 tr/min. La différence de 12% est importante pour l'usure du moteur.

La colonne 10 indique le nombre de mL de carburant consommés par tour du moteur. Ceci est une mesure importante de l'utilisation du moteur. Les extrêmes ici sont les chauffeurs n°26 et n°3. La différence entre les deux est de 31%, le chauffeur n°26 ayant consommé 0,143 mL de plus de carburant par tour. On verra au chapitre suivant la signification de cette différence.

La colonne 11 indique la moyenne des accélérations sur la route. La plus élevée résulte de la technique de conduite du chauffeur n°32, la moins élevée étant celle du chauffeur n°20. Si on se reporte à la colonne 4 (vitesse sur route) on peut voir que les accélérations vont presque de pair avec les vitesses sur la route. L'exception est le chauffeur n°6 qui, avec une vitesse moins élevée que celle du chauffeur n°32, possède une même moyenne d'accélération.

La réaction de l'accélération étant une résistance à l'avancement d'un véhicule routier, elle provoque une augmentation de la consommation du carburant et de l'usure du train roulant. Par conséquent l'accélération est un phénomène négatif, provoquée en grande partie par les chauffeurs. Elle est une mesure importante de la qualité de conduite d'un chauffeur.

La colonne 12 indique la moyenne des décélérations sur la route. La plus élevée résulte de la conduite du chauffeur n°31 et la moins élevée du chauffeur n°20.

La réaction d'une décélération étant une force de poussée sur le véhicule, elle aide à son avancement et par conséquent provoque une réduction de la consommation du carburant. Elle est un phénomène positif dans la mesure où elle n'est pas le résultat d'un freinage mais d'une utilisation de l'inertie pour avancer; elle est une mesure de la qualité de conduite au même titre que l'accélération.

Le chauffeur pour lequel la différence entre la décélération et l'accélération est la plus grande aura conduit le mieux du point de vue utilisation de l'inertie du camion sur la route donnée. En effet, dans le calcul de la moyenne des décélérations l'influence du freinage est peu sensible vu la longueur du parcours. Dans le cas de la présente étude le chauffeur n°31 a une plus grande différence moyenne de 0.0455 m/s^2, c'est-à-dire que c'est lui qui a le plus profité de l'avantage que procure la décélération.

La colonne 13 indique la dépression moyenne de la pédale d'accélérateur. Au chapitre suivant on examinera l'importance de cet élément de la qualité de conduite sur les résultats obtenus. Le chauffeur avec le pourcentge de dépression le plus élevé est le n°26 et avec le moins élevé le n°20. La différence étant de 49%, elle montre à quel point les chauffeurs se distinguent par leurs styles de conduite.

La colonne 14 indique l'écart-type de la dépression de la pédale. Elle mesure la dispersion des valeurs enregistrées autour de la valeur moyenne donnée dans la colonne 13. Cette dispersion est d'autant plus grande que le chauffeur est resté longtemps dans des positions extrêmes, pédale complètement relâchée ou pédale appuyée à fond.

Une faible dispersion indique que le chauffeur a maintenu, autant que possible, une pression constante sur la pédale et une réduction des chocs dus à sa variation. Les valeurs extrêmes relevées sont 18,68 pour le chauffeur n°3 et 38,21 pour le chauffeur n°6, soit plus de 50% de différence. En d'autres termes cela veut dire que le chauffeur n°3 a maintenu la dépression de la pédale entre 14,34% et 51,7% durant 68% de son temps, tandis que le chauffeur n°6 utilisait durant la même période de temps les valeurs allant de 6,33% à 82,75%.

La colonne 15 indique l'écart-type de l'angle de déviation des roues avant. Cette mesure intègre différents facteurs dont la fréquence et la courbure des virages sur la route, la façon de les aborder, les corrections dues à la dérive latérale provoquée par le vent. Comme les chauffeurs ont tous parcouru la même route, la variation observée entre ces écarts-type relève surtout de leur technique dans l'attaque d'un virage, et, dans une moindre mesure, de la composante latérale du vent.

L'influence de cette dernière variable a été tenue au minimum car tous les essais ont été effectués dans des conditions atmosphériques similaires avec des vents nuls ou légers. À part le chauffeur n°35 qui, avec un écart-type de 0,0186 rad (1,07°), se détache nettement des autres, les valeurs observées vont de 0,0233 rad (1,33°) pour le chauffeur n°27 à 0,0426 rad (2,44°) pour le chauffeur n°4, soit un écart de 45%.

La colonne 16 indique quant à elle l'étendue de l'angle de déviation des roues directrices. L'avantage de cette mesure sur la précédente est qu'elle ne dépend plus de facteurs aléatoires tels que les irrégularités de la surface de la route, trous ou bosses à éviter, ni de l'effet latéral du vent. Elle dépend exclusivement de la façon d'aborder les virages. Cette mesure est utilisable dans notre cas parce que tous les chauffeurs ont conduit sur la même route dans des conditions environnementales similaires: même conditions atmosphériques, même densité de circulation.

La mesure de l'étendue est d'autant plus faible que le chauffeur commence plus tôt à braquer pour entrer dans une courbe. Les valeurs extrêmes relevées pour cette mesure sont: 0,3813 rad (21,84°) pour le chauffeur n°35 et 0,7507 rad (43°) pour le chauffeur n°1, ce qui représente une variation de près de 50%. De plus les chauffeurs n°27 et n°4, envisagés à la colonne 15, se retrouvent en deuxième position à chaque extrémité: le chauffeur n°27 présente la deuxième plus faible valeur et le chauffeur n°4 la deuxième plus forte.

La colonne 17 indique les moyennes des couples moteurs positifs. Elles varient de 1411,5 N•m dans le cas du chauffeur n°26 à 1095 N•m dans le cas du chauffeur n°35. Les couples moyens positifs sont une autre mesure de l'intensité de l'utilisation du système propulsif. Ils sont la conséquence directe du style de conduite des chauffeurs.

La colonne 18 indique les moyennes des puissances positives utilisées. Elles varient de 218,6 kW dans le cas du chauffeur n°4 à 134,2 kW dans le cas du chauffeur n°3. Plus loin nous étudierons l'influence des puissances sur les autres résultats.

La colonne 19 donne les rapports moyens de transmission utilisées. Ces rapports varient de 1,373 pour le chauffeur n°3 à 1,063 dans le cas du chauffeur n°32.

La colonne 20 indique les moyennes des coefficients d'usure du moteur (pour le calcul voir l'annexe C). Ces coefficients varient de 0,0187 pour le chauffeur n°26 à 0,0084 pour le chauffeur n°3. La différence en pourcentage est de 55%. Ceci montre à quel point le style de conduite peut influencer l'usure des moteurs et des autres organes du système propulsif.

7.2.2.2 Résultats obtenus sur la deuxième portion de la route longue de 54 km

Le tableau 7.6 donne les valeurs moyennes des variables enregistrées (calculées) pour la deuxième partie de la route.

Tableau 7.6 Totaux et moyennes des variables utilisées (enregistrées et calculées) sur la deuxième portion de la route de 54 km de long, pour les 35 chauffeurs

n° de chauffeur	distance totale (m)	temps total (s)	carburant total (mL)	vitesse moyenne (m/s)	nombre total de tours	vitesse de rot. moyenne (tr/min)	nombre de tours/mètre (tr/m)	taux de consommation (mL/m)	taux de consommation (mL/tr)	accélération moyenne positive (m/s^2)	accélération moyenne négative (m/s^2)
1	54182.6	3225.3	30790.6	16.799	85981	1599	1.587	0.568	0.358	0.1666	-0.1961
2	54077.1	3689.4	33326.7	14.657	89829	1461	1.661	0.616	0.371	0.1487	-0.1738
3	54065.3	3700.1	27889.9	14.612	92840	1505	1.717	0.516	0.300	*0.1687	*-0.1959
4	53909	3293.4	31526.5	16.369	86070	1568	1.597	0.585	0.366	0.1544	*-0.1959
5	53621	3296.3	29239.3	16.267	90471	1647	1.687	0.545	0.323	*0.1687	-0.1748
6	53938	3364.8	29386.9	16.031	91925	1639	1.704	0.545	0.320	*0.1687	*-0.1959
7	54104.2	3163.7	32348.8	17.102	89216	1692	1.649	0.598	0.363	*0.1687	*-0.1959
8	54313.4	3597.8	33971.2	15.096	10632	1773	1.958	0.625	0.320	0.1639	-0.1838
9	54214.6	3377.3	34133.7	16.053	92290	1640	1.702	0.630	0.370	*0.1687	*-0.1959
10	54162.6	3581.3	32154.6	15.124	93667	1564	1.729	0.594	0.343	*0.1687	*-0.1959
12	54001.4	3588.5	28622.1	15.048	82939	1387	1.536	0.530	0.345	0.1367	-0.1541
13	54035.7	3174.9	28827.8	17.020	80229	1516	1.485	0.533	0.359	*0.1687	-0.1905
14	54212.7	3130.8	31314.8	17.316	83110	1593	1.533	0.578	0.377	0.1793	-0.2138
15	54099.3	3362.9	26772.9	16.087	83690	1493	1.547	0.495	0.320	0.1729	-0.1788
16	54085.3	3603.3	32020.3	15.010	98277	1636	1.817	0.592	0.326	0.1627	-0.1852
17	53967.8	3062.8	32718.2	17.620	82499	1616	1.529	0.606	0.397	0.191	-0.2365
18	54022.5	2995.6	29817.7	18.034	80338	1609	1.487	0.552	0.371	0.1721	*-0.1959
19	54018.1	3184.6	30346.8	16.962	89732	1690	1.661	0.562	0.338	0.1735	-0.2041
20	54139.8	3814.7	29219.4	14.192	95086	1496	1.756	0.540	0.307	0.1396	-0.1634
21	54248.8	3286	28285	16.509	80972	1478	1.493	0.521	0.349	0.1618	-0.1985
22	54074.9	3578.7	29088.8	15.110	87036	1459	1.610	0.538	0.334	*0.1687	*-0.1959
23	54047.3	3239.2	30707.9	16.685	89627	1660	1.658	0.568	0.343	0.1747	-0.2081
25	54146.4	3206.9	32340.3	16.884	85990	1609	1.588	0.597	0.376	0.1891	-0.2248
26	54209.7	3087.6	34024	17.557	84515	1642	1.559	0.628	0.403	0.2061	-0.2601
27	53704.4	3041.2	30130.7	17.659	82549	1629	1.537	0.561	0.365	0.1727	-0.2047
28	54019	3221.2	31882.7	16.770	92048	1714	1.704	0.590	0.346	0.1652	-0.1955
29	54080.1	3243.3	28492.6	16.674	82671	1529	1.529	0.527	0.345	0.1725	-0.1942
30	54056.9	3544.8	30596.9	15.250	95861	1623	1.773	0.566	0.319	0.1612	-0.1783
31	54050.7	3126.6	29080.9	17.287	87933	1687	1.627	0.538	0.331	0.1677	-0.1881
32	54046.9	2934.3	30631.4	18.419	75651	1547	1.400	0.567	0.405	0.1894	-0.227
33	53930.6	3639.6	29441	14.82	95236	1570	*1.622	*0.585	*0.349	*0.1687	*-0.1959
34	54027.4	3205.8	30576.8	16.853	88092	1649	1.631	0.566	0.347	0.1742	-0.2048
35	54057.7	3265.4	28746.5	16.555	78432	1441	1.451	0.495	0.341	0.1529	-0.1836

NOTE: Les valeurs précédées par une astérisque (*) représentent des valeurs manquantes qui ont été remplacées par les moyennes des valeurs existantes.

Tableau 7.6a Totaux et moyennes des variables utilisées (enregistrées et calculées) sur la deuxième portion de la route de 54 km de long, pour les 35 chauffeurs

n° de chauffeur	dépression de l'accélérateur (%)	écart-type de l'accélérateur (%)	angle de déviation du volant écart-type	angle de déviation du volant étendue	couple moyen positif	couple moyen négatif	couple moyen	puissance moyenne positive	puissance moyenne négative	rapport de vitesse moyen	coefficient d'usure
1	38.137	27.715	0.0523	0.7850	1408.4	-285.09	987.5	164.62	-30.76	1.363	0.010744
2	42.391	39.727	0.0461	0.9374	1318.09	-290.27	942.9	179.28	-30.43	1.427	0.009581
3	31.263	20.467	0.0592	1.2188	1327.83	-296.01	913	138.91	-30.82	1.475	0.007210
4	35.967	26.47	0.0661	0.8217	1456.04	-295.01	1035.2	182.06	-39.03	1.372	0.011164
5	41.480	27.263	0.0513	1.1136	1363.25	-329.02	912.7	131.05	-30.62	1.450	0.008784
6	35.502	27.192	0.0511	1.1136	1374.87	-338.63	915.5	129.23	-30.72	1.464	0.008563
7	40.018	26.675	0.0508	0.8808	*1428.15	*-325.76	*975.0	*162.17	*-33.44	1.417	*0.00999
8	35.445	28.192	0.0497	0.8283	*1428.15	*-325.76	*975.0	*162.17	*-33.44	1.682	*0.00999
9	49.513	36.292	0.0494	0.8638	*1428.15	*-325.76	*975.0	*162.17	*-33.44	1.463	*0.00999
10	39.470	36.146	0.0379	0.6127	*1428.15	*-325.76	*975.0	*162.17	*-33.44	1.481	*0.00999
12	32.342	24.9	0.0322	0.6192	*1428.15	*-325.76	*975.0	*162.17	*-33.44	1.320	*0.00999
13	36.122	24.942	0.0389	0.6613	*1428.15	*-325.76	*975.0	*162.17	*-33.44	1.276	*0.00999
14	39.223	26.402	0.0521	0.8691	*1428.15	*-325.76	*975.0	*162.17	*-33.44	1.317	*0.00999
15	33.904	30.364	*0.0392	*0.7656	1318.4	*-325.76	882.8	145.53	-29.38	1.329	0.008154
16	41.856	32.922	*0.0392	*0.7656	1620.54	-372.58	1036.1	166.83	*-33.44	1.561	0.009146
17	46.799	36.09	*0.0392	*0.7656	1602.74	-291.14	1153.2	194.03	-32.74	1.313	0.014184
18	41.129	28.55	0.0343	0.6732	*1428.15	*-325.76	*975.0	*162.17	*-33.44	1.278	*0.00999
19	34.789	24.389	0.0390	0.6771	1381.29	-356.84	941	160.86	-40	1.427	0.009862
20	28.583	17.335	0.0339	0.6350	1399.42	-348.46	967.3	130.94	-33.95	1.509	0.007558
21	37.070	25.397	0.0423	0.8743	1326.75	-271.44	925.4	151.13	-29.08	1.282	0.009594
22	32.357	26.995	0.0337	0.7021	1410.74	-347.56	894.2	147.08	-28.52	1.383	0.008266
23	39.951	29.121	0.0274	0.5443	1411.62	-339.91	983.4	165.09	-38.07	1.425	0.010177
25	50.767	39.218	0.0375	1.1480	1527.82	-394.59	1047.9	178.71	-36.48	1.365	0.011997
26	57.604	42.347	0.0386	0.8651	1652.44	-310.89	1125	197.99	-33.1	1.339	0.014253
27	39.626	30.981	0.0291	0.5759	1448.24	-312.07	966.6	176.07	-35.02	1.321	0.011289
28	41.928	37.052	0.0287	0.5693	1439.48	-366.78	955.6	164.97	-39.77	1.464	0.010232
29	39.317	37.27	0.0292	0.7718	1420.73	-315.9	905.9	163.97	-31.29	1.313	0.009443
30	36.616	35.863	0.0287	0.6429	1511.34	-418.29	860.9	157.56	-37.64	1.524	0.007840
31	36.502	28.762	0.0287	0.6009	1367.34	-366.11	916.4	162.94	-38.4	1.397	0.009528
32	48.990	38.261	0.0297	0.6732	1468.12	-282.55	1017.5	187.67	-33.35	1.203	0.013592
33	25.578	30.252	0.0251	0.5153	*1428.15	*-325.76	1232.9	*162.17	*-33.44	1.517	0.009351
34	39.547	32.017	0.0273	0.5680	1460.44	-310.14	990.6	169.91	-32.54	1.401	0.010454
35	30.897	23.069	0.0252	0.5075	1259.76	-253.36	865.1	145.68	-27.44	1.246	0.008816

NOTE: Les valeurs précédées par une astérisque (*) représentant des valeurs manquantes qui ont été remplacées par les moyennes des valeurs existantes.

La première colonne donne les numéros des chauffeurs et la deuxième, la distance totale parcourue.

La colonne 3 indique les temps que les chauffeurs ont mis pour parcourir cette distance. Ils s'étalent de 3815 s (63,6 minutes) pour le chauffeur n°20 à 2934 s (48,9 minutes) pour le chauffeur n°32. La différence en pourcentage est de 23% qui est très semblable avec celle de la première partie. Le chauffeur n°32 est resté le plus rapide et le chauffeur n°20 est un peu plus lent que le chauffeur n°3 sur cette deuxième portion de la route.

La colonne 4 indique les consommations cumulées de carburant. Elles s'étalent de 34,02 L pour le chauffeur n°26 à 27,75 L pour le chauffeur n°35. La différence en pourcentage, de 21%, est un peu moins élevée que dans le cas de la première portion, mais elle est relative aux mêmes chauffeurs, c'est-à-dire le chauffeur n°26 a consommé le plus et le n°35 le moins.

La colonne 9 indique la consommation en mL pour parcourir un mètre de distance. Les extrêmes se trouvent ici avec les mêmes chauffeurs que dans le cas de la colonne 4 et la différence entre eux est la même.

La colonne 5 indique les vitesses moyennes sur la route. Le chauffeur le plus rapide est le n°32 avec une vitesse de 18,419 m/s (66,3 km/h) et le chauffeur le plus lent est le n°20 avec une vitesse de 14,2 m/s (51,12 km/h).

La colonne 6 indique les révolutions cumulées du moteur pour parcourir la distance de 54 km. Le nombre total avec le chauffeur n°20 était de 95086 et avec le chauffeur n°32 de 75651. La différence en pourcentage est de 20% ce qui est très proche de la différence obtenue pour le premier parcours. Ici le chauffeur n°20 utilisait beaucoup plus intensément le système propulsif. De même la colonne 8 indique la moyenne du nombre de tours du moteur par mètre, autrement dit l'utilisation du moteur par les chauffeurs pour la même distance parcourue. Les extrêmes se trouvent avec les chauffeurs n°16 et n°32. Ils sont respectivement de 1,817 tr/min et de 1,40 tr/min. La différence en pourcentage est de 23%.

La colonne 7 indique le nombre moyen de tours du moteur par minute. La moyenne la plus élevée est celle du chauffeur n°28 et la moins élevée celle du chauffeur n°35. Elles sont respectivement de 1714 tr/min et de 1441 tr/min. La différence en pourcentage, de 16%, est importante pour l'usure du moteur. Une fois de plus le chauffeur n°35 avait la moyenne la moins élevée.

La colonne 10 donne le nombre moyen de mL de carburant consommés par tour de moteur. La consommation par tour de moteur est une mesure importante de l'utilisation du moteur. Les extrêmes ici se trouvent avec les chauffeurs n°32 et n°3. Les consommations sont respectivement de 0,405 mL/tr et de 0,3 mL/tr. La différence entre les deux est de 26%. On verra plus loin la signification de cette différence.

La colonne 11 indique les accélérations moyennes sur la route. La plus élevée résulte de la conduite du chauffeur n°32. La moins élevée est celle du chauffeur n°20. Si on se reporte à la colonne 4 (vitesse sur route) on peut voir que les accélérations vont de pair avec les vitesses sur la route. Dans ce cas ce sont également les mêmes chauffeurs qui se trouvent aux extrêmes du spectre. La différence en pourcentage est de 26%.

La colonne 12 indique les décélérations moyennes. La plus élevée résulte de la conduite du chauffeur n°32 (-0,227 m/s^2) et la moins élevée du chauffeur n°20 (-0,1634 m/s^2).

Comme on l'a déjà indiqué dans les commentaires concernant le premier parcours, le chauffeur qui a une plus grande différence entre la décélération et l'accélération en faveur de la décélération, aura conduit le mieux avec le camion et sur la route donnés. Dans le présent cas le chauffeur n°26 a une plus grande différence moyenne de 0,054 m/s^2, c'est-à-dire c'est lui qui a le plus profité de l'avantage que procure la décélération.

La colonne 13 indique le pourcentage moyen de la dépression de la pédale d'accélérateur. Le chauffeur avec le pourcentage de dépression le plus élevé est le n°26 et avec le moins élevé le n°33. La différence de 56% est encore plus élevée que sur la première portion du parcours. L'une des raisons serait que le profil de la deuxième portion de route est plus difficile.

La colonne 14 donne l'écart-type de la pédale, les valeurs extrêmes sur ce parcours sont 17,335 pour le chauffeur n°20 et 42,347 pour le chauffeur n°26. On voit que dans ce cas l'écart entre les valeurs extrêmes, qui vaut 25,01, est supérieur à celui qui correspond au premier parcours et qui était 19,53. On constate que la plus grande difficulté de la route a creusé l'écart entre les valeurs extrêmes de cette mesure de dispersion. Remarquons aussi que l'ordre des chauffeurs par rapport à cette mesure a complètement changé. On peut attribuer cette variation au fait que certains chauffeurs étaient habitués aux grandes routes tandis que d'autres étaient habitués aux routes forestières.

La colonne 15 indique l'écart-type de l'angle de déviation des roues directrices. Ici encore on remarque que le chauffeur n°4 présente la plus grande dispersion avec 0,0661 rad (3,78°) tandis que le chauffeur n°27 reste parmi les plus faibles avec 0,0291 rad, le minimum étant atteint avec le chauffeur n°33 et 0,0251 rad (1,44°). La différence des extrêmes, de l'ordre de 62%, est encore plus importante sur ce second trajet que sur le premier.

La colonne 16 indique l'étendue de l'angle de déviation des roues directrices. Tandis que sur le premier parcours on observe une variation entre la plus grande valeur et la plus petite de l'ordre de 50%, elle se monte dans le cas de cette seconde portion à plus de 58% avec comme extrêmes 0,5075 rad (29°) pour le chauffeur n°35 et 1,2188 rad (69,8°) pour le chauffeur n°3. De plus, la plus grande difficulté du parcours, en termes de virages plus serrés et de moindre visibilité, a obligé tous les chauffeurs à accentuer les mouvements du volant.

La colonne 17 indique les moyennes des couples moteur en traction (positifs). Ces couples varient de 1652 N•m pour le chauffeur n°26 à 1260 N•m pour le chauffeur n°35. La différence entre ces deux chauffeurs étant de 24% représente la différence de l'intensité d'utilisation du système propulsif.

La colonne 18 indique les moyennes des couples-moteur en freinage (négatifs). Le chauffeur qui a le plus utilisé le frein-moteur est le n°30 et celui qui l'a le moins utilisé est le chauffeur n°21. Dans une certaine mesure, le chauffeur qui utilise beaucoup le frein-moteur n'a pas exagérément utilisé les freins de service. Étant donné que la consommation du carburant lors du frein-moteur est très basse, l'utilisacion judicieuse de celui-ci est un avantage.

La colonne 19 indique les moyennes des puissances positives utilisées. Elles varient de 194 kW avec le chauffeur n°17 à 129 kW avec le chauffeur n°6. La différence est de 34%. Plus tard on étudiera l'influence des puissances sur les autres résultats.

La colonne 20 donne les rapports moyens de transmission utilisés. Les rapports varient de 1,561 avec le chauffeur n°16 à 1,203 avec le chauffeur n°32. On peut remarquer que les valeurs moyennes des rapports sur la deuxième portion sont plus élevés que dans le cas de la première car le profil de la deuxième portion est plus difficile.

La colonne 21 indique les moyennes des coefficients d'usure du moteur (pour le calcul voir l'annexe C). Ces coefficients varient de 0,014253 pour le chauffeur n°26 à 0,00721 pour le chauffeur n°3. La différence en pourcentage est de 49%. Il est à remarquer que ce sont les mêmes chauffeurs que dans le cas de la première portion et que les coefficients relatifs à la deuxième portion sont moins élevés.

7.2.3 Classement des chauffeurs, corrélation des variables enregistrées (calculées) et méthodes de comparaison

Le classement des variables résultant des styles de conduite des 35 chauffeurs est donné dans le tableau 7.7 pour la première section de 32 km de long et pour la deuxième de 54 km de long dans le tableau 7.8.

Tableau 7.7 Classification des chauffeurs sur la section de 32 km selon certaines variables enregistrées ou calculées

n° de chauffeur	vitesse moyenne	nombre total de tours	régime moyen du moteur	nombre de tours par mètre	taux de consommation par mètre	taux de consommation par tours	dépression de l'accélération moyenne	dépression de l'accélération écart-type
1	18	16	16	17	18	23	20	15
2	13	05	09	05	22	30	30	29
3	35	34	12	34	06	01	02	01
4	17	18	19	19	32	34	26	13
5	24	26	27	27	31	21	16	12
6	31	27	06	28	30	16	23	34
7	15	22	29	22	33	31	22	07
8	28	35	35	35	34	08	11	14
9	10	17	23	14	27	29	34	35
10	26	25	14	25	16	11	15	28
11	34	29	01	29	07	05	04	18
12	29	13	02	13	11	17	09	17
13	05	02	07	02	04	20	07	05
14	06	19	31	18	19	22	14	10
15	25	09	05	08	20	26	13	19
16	32	33	25	33	25	06	29	25
17	03	06	28	09	03	10	33	24
18	12	11	15	12	24	27	19	06
19	19	24	30	24	26	18	06	04
20	33	32	04	32	08	03	01	02
21	11	04	11	04	14	25	17	16
22	16	06	08	06	10	24	08	11
23	20	20	22	20	02	02	10	09
24	04	23	34	23	12	12	21	03
25	07	10	21	10	09	14	27	27
26	08	15	26	16	35	35	35	33
27	08	12	20	11	28	32	25	20
28	22	28	32	26	29	15	28	32
29	14	07	10	07	23	28	32	30
30	27	30	18	30	21	09	18	31
31	02	14	33	15	15	19	24	23
32	01	01	17	01	17	33	31	26
33	30	31	13	31	05	04	05	21
34	21	21	24	21	13	13	12	22
35	23	03	03	03	01	07	03	08

Tableau 7.7a Classification des chauffeurs sur la section de 32 km selon certaines variables enregistrées ou calculées

n° de chauffeur	angle de déviation du volant		couple moyen		puissance moyenne positive	rapport moyen	accélération moyenne	décélération moyenne	coefficient d'usure
	écart-type	étendue	positif	négatif					
01	28	31	18	24	17	17	17	15	17
02	31	29	19	22	21	05	10	19	22
03	24	27	07	17	01	34	12	23	01
04	32	30	24	25	26	19	03	-	26
05	26	20	15	10	13	27	06	30	14
06	21	26	27	18	11	29	33	11	09
07	15	22	-	-	-	22	23	-	-
08	29	32	-	-	-	35	04	06	-
09	23	28	-	-	-	14	25	02	-
10	25	18	-	-	-	25	07	27	-
11	30	25	-	-	-	28	21	26	-
12	03	03	-	-	-	13	08	25	-
13	07	06	-	-	-	02	13	28	-
14	11	12	11	12	18	18	22	04	19
15	-	-	17	23	12	08	15	20	18
16	-	-	25	02	16	33	18	21	07
17	-	-	22	19	24	09	31	03	21
18	13	11	-	-	-	12	16	17	-
19	17	21	16	03	15	24	27	08	15
20	08	13	03	01	02	32	05	29	02
21	18	14	05	21	09	04	20	12	18
22	27	24	04	20	06	06	11	18	11
23	12	07	08	15	08	20	14	14	05
24	01	01	02	06	10	23	19	16	10
25	16	23	10	11	14	10	29	09	12
26	22	16	26	16	25	16	01	-	27
27	04	04	21	08	22	11	28	13	24
28	06	10	13	07	05	26	09	24	13
29	19	19	20	13	19	07	30	07	23
30	20	17	12	04	07	30	28	10	08
31	09	08	08	-	20	15	32	01	20
32	14	15	23	09	23	01	34	22	25
33	05	09	14	05	04	31	24	05	03
34	10	05	09	14	-	21	02	-	08
35	02	02	01	26	03	03	35	-	04

Dans ces tableaux on a classé tous les chauffeurs en se basant sur le critère de la plus grande vitesse sur route et de la moindre utilisation du carburant, du couple, de la puissance, du volant de direction, de la pédale d'accélérateur, du rapport de boite de vitesses, etc.

La première colonne donne le numéro d'ordre d'essai des chauffeurs (de 1 à 35). La description des autres colonnes est donnée dans les tableaux. Dans chacune de ces colonnes les chauffeurs sont classifiés de 01 à 35.

L'analyse préliminaire du tableau 7.7 pour la portion de 32 km de long montre que le chauffeur n°35 est le mieux situé dans la plupart des colonnes. De l'autre coté du spectre le chauffeur n°26 est le moins bien situé. Ceci confirme la comparaison déjà faite au paragraphe précédent à partir du tableau.

Si on analyse le tableau 7.8 pour la deuxième portion de la route on constate que le chauffeur n°35 est de nouveau le mieux situé et cette fois-ci c'est le chauffeur n°9 qui est le moins bien situé.

Tableau 7.8 Classification des chauffeurs sur la section de 54 km selon certaines variables enregistrées ou calculées

n° de chauffeur	vitesse moyenne	nombre total de tours	régime moyen du moteur	nombre de tours par mètre	taux de consommation par mètre	taux de consommation par tours	dépression de l'accélération moyenne	dépression de l'accélération écart-type
1	13	13	16	13	19	20	15	14
2	31	22	04	22	29	27	28	32
3	32	27	08	27	03	01	03	02
4	19	15	13	15	22	24	10	09
5	20	23	26	23	11	07	25	13
6	23	24	23	26	12	05	09	12
7	08	19	31	19	27	22	23	10
8	27	33	33	32	30	06	08	15
9	22	26	24	24	32	25	31	27
10	25	28	12	28	25	13	19	26
12	28	09	01	09	06	15	04	05
13	09	03	09	03	07	21	11	06
14	06	10	15	08	21	29	17	08
15	21	11	06	11	01	04	06	20
16	29	32	22	31	24	08	26	23
17	04	06	19	06	28	30	29	25
18	02	04	17	04	13	26	24	16
19	10	21	30	21	15	11	07	04
20	33	29	07	29	10	02	01	01
21	18	05	05	05	04	19	14	07
22	26	16	03	16	08	10	05	11
23	15	20	28	20	20	14	22	18
25	11	14	18	14	26	28	32	31
26	05	12	25	12	31	31	33	33
27	03	07	21	10	14	23	21	21
28	14	25	32	25	23	17	27	28
29	16	08	10	07	05	16	18	29
30	24	31	20	30	16	03	13	24
31	07	17	29	17	09	09	12	17
32	01	01	11	01	18	32	30	30
33	30	30	14	-	-	-	16	19
34	12	18	27	18	17	18	20	22
35	17	02	02	02	02	12	02	03

Tableau 7.8a Classification des chauffeurs sur la section de 54 km selon certaines variables enregistrées ou calculées

n° de chauffeur	angle de déviation du volant		couple moyen		puissance moyenne positive	rapport moyen	accélération moyenne	décélération moyenne	coefficient d'usure
	écart-type	étendue	positif	négatif					
1	28	18	11	21	13	15	11	12	19
2	21	25	02	20	20	21	03	22	13
3	29	30	05	17	04	30	25	03	01
4	30	19	17	16	21	13	05	-	20
5	26	27	06	12	03	23	30	21	07
6	25	28	08	11	01	25	31	-	08
7	24	24	-	-	-	19	32	-	-
8	23	20	-	-	-	33	09	18	-
9	22	21	-	-	-	26	33	-	-
10	16	08	-	-	-	28	26	26	-
12	11	09	-	-	-	11	01	25	-
13	18	12	-	-	-	02	27	15	-
14	27	23	-	-	-	06	20	06	-
15	-	-	03	-	05	12	16	19	04
16	-	-	23	04	16	29	08	17	09
17	-	-	22	19	23	08	23	02	24
18	14	13	-	-	-	04	13	-	-
19	19	15	09	07	10	22	17	10	15
20	13	10	10	08	02	27	02	24	02
21	20	26	04	23	08	05	07	11	14
22	12	16	12	09	07	18	-	-	05
23	04	03	13	10	15	20	19	07	16
25	15	29	21	03	19	14	21	05	22
26	17	22	24	15	24	10	24	01	25
27	08	06	16	14	18	07	15	09	21
28	05	05	15	05	14	24	10	13	17
29	09	17	14	13	12	09	14	14	11
30	06	11	20	02	09	32	06	20	03
31	07	07	07	06	11	17	12	16	12
32	10	14	19	22	22	01	22	04	23
33	01	02	-	01	-	31	-	-	10
34	03	04	18	18	17	16	18	08	18
35	02	01	01	24	06	03	04	23	08

Reconnaissant que le classement des deux tableaux précités peut fausser la réalité car chaque variable est prise au même niveau d'importance, on va créer un indice de qualité de conduite en tenant compte seulement des variables les plus importantes pour la productivité, la consommation énergétique et l'usure du système de propulsion du camion.

La création d'un tel indice a exigé l'établissement des corrélations entre les actions des chauffeurs et les variables influençant le plus le coût et la productivité du transport.

Le tableau 7.9 donne les corrélations entre les variables étudiées pour les deux sections de la route. Les chiffres supérieurs sont relatifs à la première section et les inférieurs à la deuxième.

Tableau 7.9 Corrélations entre le variables les plus importantes enregistrées lors des essais des chauffeurs

	Vitesse sur route	Régime moteur	Consom. (mL/m)	Consom. (mL/tr)	IPedale	EcTypePed	Couple+	Couple	Puiss+	ChngRapp	RappMoy	Accel+	Accel-	Couple-
Vitesse sur route	1.000 1.000													
Régime moteur	0.460 0.335	1.000 1.000												
Consom.(mL/m)	0.090 0.066	0.428 0.565	1.000 1.000											
(mL/tr)	0.649 0.689	0.114 0.043	0.627 0.498	1.0 1.0										
IPedale	0.557 0.505	0.378 0.370	0.512 0.686	0.658 0.759	1.0 1.0									
EcTypePed	0.147 0.260	0.020 0.272	0.347 0.624	0.394 0.575	0.687 0.826	1.000 1.000								
Couple+	0.032 0.272	0.120 0.470	0.709 0.735	0.499 0.497	0.687 0.701	0.642 0.591	1.000 1.000							
Couple	0.265 0.416	0.235 0.330	0.679 0.764	0.604 0.723	0.761 0.728	0.396 0.439	0.799 0.785	1.000 1.000						
Puiss+	0.669 0.580	0.376 0.258	0.587 0.751	0.789 0.885	0.812 0.763	0.515 0.736	0.686 0.651	0.776 0.751	1.000 1.000					
ChngRapp	0.057 0.022	0.069 -0.180	-0.200 -0.085	-0.016 0.062	-0.055 -0.009	-0.035 0.109	0.221 0.374	0.113 0.263	0.054 0.304	1.000 1.000				
RappMoy	-0.729 -0.670	0.267 0.486	0.212 0.394	-0.625 -0.603	-0.313 -0.169	-0.153 -0.043	0.050 0.124	-0.136 -0.148	-0.503 -0.383	-0.015 -0.142	1.000 1.000			
Accel+	0.388 0.753	0.068 0.467	0.384 0.374	0.293 0.637	0.132 0.810	-0.018 0.602	0.307 0.597	0.464 0.594	0.505 0.688	-0.082 0.288	-0.050 -0.297	1.000 1.000		
Accel-	-0.360 -0.740	-0.109 -0.405	-0.296 -0.535	-0.145 -0.778	-0.084 -0.832	0.081 -0.572	-0.241 -0.683	-0.412 -0.806	-0.417 -0.824	0.123 -0.229	-0.003 0.302	0.791 -0.949	1.000 1.000	
Couple-	-0.151 0.239	-0.465 0.522	-0.004 -0.207	0.110 0.370	0.018 -0.022	-0.015 -0.163	0.104 -0.341	0.219 0.118	0.043 0.134	-0.480 -0.074	-0.155 -0.668	-0.190 -0.014	-0.124 -0.095	1.000 1.000

L'examen attentif des tableaux de corrélation précédents, relatifs au modèle linéaire qu'on étudie, permet de distinguer trois catégories de paires de variables: celle qui sont fortement corrélées ($|\rho|>0,7$), celles qui le sont moyennement ($0,2<|\rho|<0,7$) et celles qui ne le sont pas ($|\rho|<0,2$). On les examine ci-après.

Corrélations fortes

Pour chacune des deux sections considérées, elles apparaissent entre les mêmes paires de variables. Pourtant d'une section à l'autre, les valeurs changent. Les facteurs qui déterminent ces différences sont multiples, mais le plus important reste la nature et la difficulté de la route. En effet, l'homme et la machine restent les mêmes sur les deux sections, lesquelles sont parcourues dans le même ordre par tous les chauffeurs, et sans arrêt notable entre elles. Les paires de variables les plus fortement correlées sont les suivantes:

a) cas où les corrélations sur la première section de la route sont supérieures:

	première section	deuxième section	différence
accélérateur, couple	0,761	0,728	0,033
accélérateur, puissance positive	0,812	0,763	0,049
couple, puissance positive	0,776	0,751	0,025
vitesse, rapport moyen	-0,729	-0,670	0,059

b) cas où les corrélations sur la deuxième section sont supérieures:

	première section	deuxième section	différence
mL/tr, couple	0,604	0,723	0,119
accélérateur, couple positif	0,687	0,701	0,014
vitesse, accélération positive	0,388	0,753	0,365
vitesse, accélération négative	-0,360	-0,740	0,380
accélérateur, accélération positive	0,132	0,810	0,678
accélérateur, accélération négative	-0,456	-0,832	0,376
mL/tr, puissance positive	0,789	0,885	0,096
mL/tr, accélérateur	0,658	0,759	0,101
accélération positive et négative	-0,791	-0,949	0,158
accélérateur, écart-type d'accélérateur	0,687	0,826	0,139
écart-type d'accélérateur, puissance positive	0,515	0,736	0,221

Il est intéressant de noter ici que parmi les variables qui servent à définir le style de conduite d'un chauffeur: accélérateur, écart-type d'accélérateur, nombre de changements de rapports, rapport moyen utilisé, déviation du volant, seules les corrélations faisant intervenir l'accélérateur ou son écart-type sont importantes.

Le signe de ces corrélations fortes reste le même pour chacun des deux parcours, ce qui indique que la difficulté de la route et son état ne sont pas prépondérants pour expliquer de telles relations.

Corrélations faibles

La première catégorie comprend les corrélations qui font intervenir la variable "nombre de changement de rapports de vitesse". Toutes les corrélations associées à cette variable sont très faibles sur les deux trajets. L'examen détaillé des fiches de régression qui s'y rapportent montre que toute approximation polynômiale est de mauvaise qualité.

La seconde catégorie comprend les corrélations qui font intervenir la variable "couple moyen négatif". Elles sont en majorité très faibles sur les deux trajets. Les exceptions qu'on relève sont les suivantes:

	(32 km)	(54 km)
couple moyen négatif - rapport moyen ...	-0,155	-0,668
couple moyen négatif - tr/min	-0,465	-0,522

Ceci nous montre que le couple négatif est d'autant plus relié au rapport moyen de vitesse et à la vitesse moyenne de rotation du moteur que la route est plus difficile. C'est-à-dire que la valeur du couple moyen négatif dépend en grande partie du style de conduite du chauffeur sur une route facile, mais dépendra surtout des caractéristiques du moteur sur une route plus difficile.

En étudiant les corrélations entre les gestes des chauffeurs et les variables influençant la productivité, la consommation énergétique et l'usure du système propulsif, on vient de constater que les gestes qui définissent en grande partie la qualité d'une conduite sont: la dépression moyenne de la pédale d'accélérateur et son écart-type. Autrement dit, un chauffeur à travers la position de sa pédale d'accélérateur et ses grandes variations influence grandement la productivité et le coût total d'une entreprise de transport. Par conséquent toutes les variables fortement corrélées avec ces deux gestes doivent entrer dans un indice de la qualité de conduite. Ces variables sont les suivantes:

- vitesse sur route;
- nombre de tours du moteur par mètre parcouru;
- consommation de carburant en mL/m;
- couple moyen.

À ces variables vient s'ajouter le coefficient d'usure.

La vitesse sur route représente la productivité, la consommation en mL/m représente la consommation énergétique, le nombre de tours du moteur par mètre représente l'utilisation du système propulsif à travers l'usage des rapports de la boite de vitesses, le couple moyen représente l'utilisation de l'accélération et de la décélération, enfin le coefficient d'usure représente l'intensité de l'utilisation du moteur et du système de transmission de puissance.

L'indice de la qualité de conduite (n'incluant pas le coefficient d'usure) qu'on propose est le suivant:

$$i_{qc} = \frac{(mL/m) \times (tr/m) \times \text{couple moyen}}{\text{vitesse moy. sur route} \times 100} \qquad (7.1)$$

Plus cet indice est élevé plus mauvaise est la qualité de conduite. Si l'on prend l'exemple du chauffeur n°35 et si on utilise les valeurs du tableau 7.5 pour la portion de 32 km et celles du tableau 7.6 pour la portion de 54 km, on aura:

	32 km	54 km
i_{qc} (chauffeur n°35)	0,23915	0,37533

Avec le facteur d'usure f_u (calculé à l'annexe C), on a:

$$i_{qcu} = \frac{(mL/m) \times (tr/m) \times (\text{couple moyen}) \times f_u}{\text{vitesse moyenne sur route} \times 100} \qquad (7.2)$$

	32 km	54 km
i_{qcu} (chauffeur n°35)	0,00248	0,0033

Les valeurs pour tous les chauffeurs (sauf ceux pour lequels la mesure du couple manquait) sont données dans le tableau 7.10 pour les portions de 32 km et de 54 km.

Tableau 7.10 Indices de la qualité de conduite sur les deux portions utilisées

# de chauffeur	section de 32 km		section de 54 km	
	Indice	Indice × usure	Indice	Indice × usure
1	0.348481	0.00483818	0.529882	0.00568305
2	0.325828	0.0047784	0.65822	0.0083084
3	0.435123	0.0038548	0.553581	0.00398132
4	0.428815	0.00714821	0.59083	0.00859803
5	0.398733	0.00542842	0.51588	0.004521
6	0.448508	0.00573729	0.530352	0.0045414
7	(((			)))
8	(((			)))
9	(((			)))
10	(((	MARQUE DE COUPLE		)))
11	(((			)))
12	(((			)))
13	(((			)))
14	0.321141	0.00451557		
15	0.35483	0.00490903	0.420228	0.00342852
16	0.490559	0.00561298	0.742502	0.00879092
17	0.325747	0.00482826	0.606427	0.00880157
18				
19	0.375182	0.00517377	0.517867	0.00510721
20	0.365734	0.00328283	0.646303	0.00488475
21	0.305485	0.00427883	0.43602	0.00418317
27	0.295872	0.00385645	0.5128	0.00423715
23	0.28007	0.00293682	0.555056	0.00564881
24	0.305203	0.00390629		
25	0.29283	0.0038279	0.586395	0.00705886
26	0.435874	0.00815651	0.627347	0.00804158
27	0.350458	0.00544331	0.471873	0.00532811
28	0.372774	0.00496162	0.572881	0.00586172
29	0.333882	0.00482342	0.437783	0.00413388
30	0.356282	0.00389808	0.566511	0.00444144
31	0.291524	0.00410641	0.484018	0.00442117
32	0.283354	0.00453508	0.43851	0.00598023
33	0.324099	0.00304089		
34	0.333	0.00414784	0.542815	0.00587249
35	0.23915	0.00248381	0.375327	0.00330888

Les chauffeurs extrêmes d'après leurs indices de la qualité de conduite sont:

avec coefficient d'usure	32 km	diff. en %	54 km	diff. en %
chauffeur n°35	0,00248	69	0,00330	63
chauffeur n°26	0,00815		0,00894	

sans coefficient d'usure	32 km	diff. en %	54 km	diff. en %
chauffeur n°35	0,2391	51	0,3753	49,5
chauffeur n°16	0,4906		0,7425	

Ces comparaisons montrent qu'avec le coefficient d'usure, le meilleur chauffeur était le n°35 et le moins bon le n°26. Sans les coefficients d'usure on a le même chauffeur avec le meilleur indice mais cette fois c'est le chauffeur n°16 qui a le moins bon indice. Les différences sensibles avec et sans utilisation des coefficients d'usure indiquent que la mauvaise conduite influence non seulement la productivité et la consommation énergétique mais également l'usure de la machine, autrement dit elles vont de pair.

Les chiffres ci-dessus montrent également que les différences entre les chauffeurs peuvent être énormes.

Pour essayer d'expliquer ces différences on doit se reporter de nouveau aux tableaux 7.5 et 7.6 (colonnes pour les dépressions moyennes des pédales d'accélérateur). On peut y voir que les valeurs moyennes des dépression des pédales d'accélérateur pour les chauffeurs n°35 et n°26 par exemple sont respectivement de 34% et 62% sur la première portion et de 31% et 58% sur la deuxième portion. Ces différences montrent clairement la liaison entre les gestes des chauffeurs et les résultats d'une entreprise de transport.

La figure 7.28 donne les consommations en L/100 km en fonction de la vitesse sur route en m/s pour tous les chauffeurs sur la section de 32 km. On y voit les positions respectives des trois chauffeurs qu'on vient d'étudier. En effet le chauffeur ayant la meilleure consommation est le n°35 et la plus élevée est le n°26 (malgré une petite différence en vitesse sur route, de l'ordre de 5%, la différence de consommation est de 25%).

Sur la même figure on voit que la plus grande différence en vitesse sur route est obtenue avec des chauffeurs n°32 et n°3. Les vitesses sont respectivement 21,84 m/s et 16,63 m/s. La différence de leurs indices de la qualité de conduite sans le coefficient d'usure est de 35% c'est-à-dire le chauffeur n°32 a un bien meilleur indice. La différence des indices avec le coefficient d'usure est de seulement 19%. Autrement dit, le chauffeur n°3 étant sensiblement plus lent sur route, épargne davantage la machine ce qui a réduit la différence.

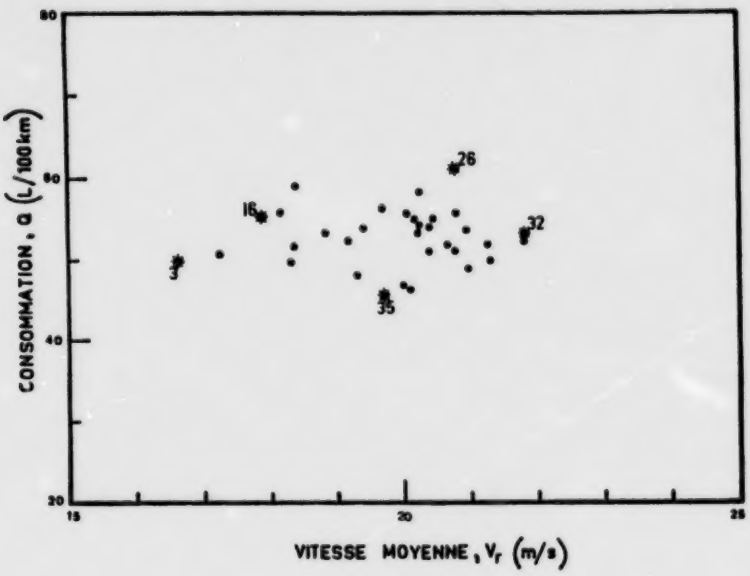


Figure 7.28 Taux de consommation en fonction de la vitesse moyenne sur route pour la première section

Ces quelques exemples indiquent la nécessité absolue d'une formation moderne des chauffeurs, tenant compte non seulement de la productivité mais aussi de l'économie de carburant et de la durabilité des machines.

8. INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS ET INSTRUMENTS D'AIDE À LA CONDUITE

8.1 Consommation spécifique et qualité de conduite

On a vu au chapitre précédent que la position de l'accélérateur, c'est-à-dire son pourcentage de dépression, est l'une des variables les plus importantes qui définit le style de conduite d'un chauffeur. Il est donc utile de trouver un moyen pratique pour aider le chauffeur à améliorer sa technique de conduite en lui indiquant comment utiliser l'accélérateur et la boite de vitesses de façon optimale. Ainsi il est nécessaire de relier, pour un moteur donné, la position de l'accélérateur et le rapport de boite utilisé au régime du moteur et à la consommation spécifique.

Pour comprendre ce que représente la consommation spécifique, rappelons qu'un chauffeur utilise l'énergie potentielle du carburant transformée en énergie cinétique sous forme de couple à la sortie du moteur. Ce couple, à son tour, produit un travail pendant un temps donné.

En divisant la quantité de carburant utilisé par le travail accompli on obtient la consommation spécifique de carburant, Q_{sp}. Cette consommation spécifique, exprimée en kg/kW.h, peut aussi s'obtenir comme étant le rapport du taux de consommation horaire par la puissance à la sortie du moteur.

$$Q_{sp} = Q/N_{SM} \qquad (8.1)$$

où:

Q_{sp} - consommation spécifique de carburant, (kg/kW.h)

Q - taux horaire de consommation de carburant, (kg/h)

N_{SM} - puissance à la sortie du moteur, (kW)

Pour produire ce travail avec une certaine consommation de carburant, le chauffeur sélectionne un rapport de boite et appuie sur l'accélérateur, ce choix détermine alors la vitesse du moteur.

La relation entre les exigences de la route, la position de l'accélérateur et le choix du rapport de boite est l'un des moyens de comparaison de la qualité d'utilisation du moteur.

Un exemple schématique de cette relation est donné sur la figure 8.1 pour différentes positions de la pédale d'accélérateur (isopédales).

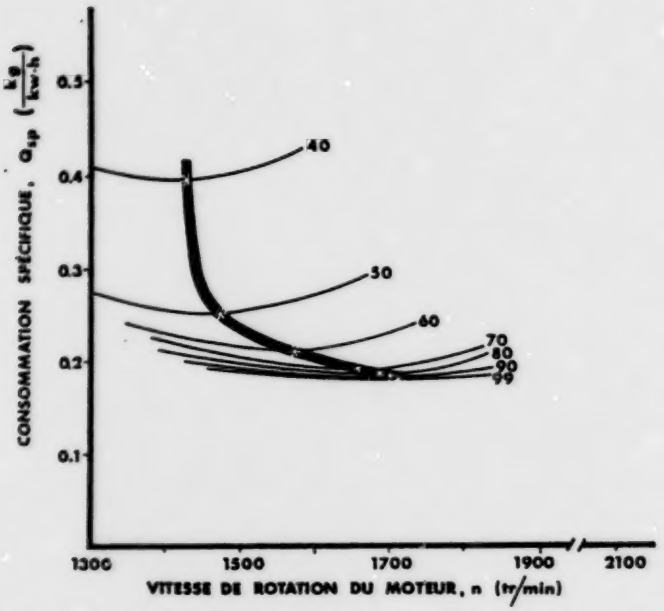


Figure 8.1 Courbes isopédales de consommation spécifique

On voit que, pour chaque dépression de l'accélérateur, il existe une relation entre la consommation spécifique (qualité d'utilisation du moteur) et la vitesse du moteur. On peut ainsi relier les différents choix que fait le chauffeur, à l'exception toutefois du freinage et de la manoeuvre du volant.

À partir de la figure 8.1 on peut noter que, pour un moteur donné, et pour une dépression donnée de l'accélérateur, il existe un minimum de consommation spécifique à une certaine vitesse du moteur. Ces minimums peuvent être reliés pour représenter un idéal d'utilisation de la vitesse et de la puissance du moteur résultant en une consommation spécifique idéale de carburant.

8.2 Instruments d'aide à la conduite

Chaque chauffeur devrait donc apprendre à travailler aux alentours des minimums de consommation spécifique, en choisissant judicieusement le rapport de boite pour une dépression de l'accélérateur, en fonction des exigences de rendement sur la route.

En se basant sur ce principe FERIC a conçu un instrument prototype d'aide aux chauffeurs.

Sur la figure 8.2 on le montre schématiquement. Essentiellement, il y a dix témoins lumineux (rouges), pour indiquer la position de l'accélérateur à tout instant, deux témoins oranges (supérieur et inférieur) indiquant que la position de l'accélérateur ou le rapport de boite doivent être réajustés pour allumer le témoin jaune (au milieu) indiquant une consommation spécifique minimale pour une position d'accélérateur et un rapport donnés.

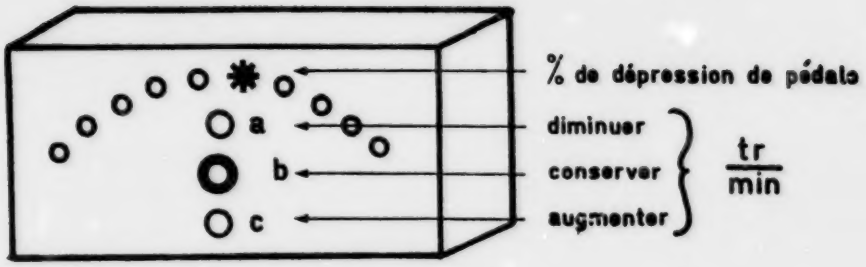


Figure 8.2 Instrument d'aide aux chauffeurs
basé sur les courbes de consommation spécifique

Le second instrument conçu par FERIC, représenté à la figure 8.3, indique simultanément au chauffeur le taux de consommation horaire et la puissance développée à tout instant. L'utilité de cet indicateur est de permettre au chauffeur d'améliorer sa technique de conduite et d'obtenir une plus grande puissance pour une même consommation. Une autre fonction du même instrument pourrait être de déceler une augmentation de consommation de carburant pour une même puissance développée au cours de différents voyages sur la même route.

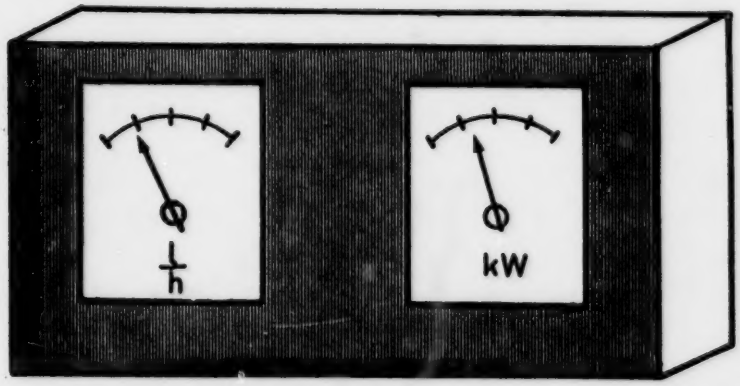


Figure 8.3 Indicateur instantané du taux horaire de consommation
et de la puissance utilisée à la sortie du moteur

8.3 Méthodes de détermination indirecte du couple

Les instruments dont nous venons de parler font implicitement appel à la mesure du couple développé par le moteur. Sur le camion d'essai de FERIC, grâce au couplemètre il est possible de mesurer à chaque instant, de façon très précise, le moment du couple entre la boîte de vitesses et l'essieu arrière. Cependant l'appareil utilisé présente plusieurs inconvénients dont: le prix, la difficulté d'installation, l'encrassement fréquent à cause de son emplacement et l'entretien. Pour pallier ces inconvénients et en vue d'offrir aux utilisateurs un instrument aussi précis, moins cher et plus accessible, nous avons examiné s'il était possible d'obtenir les valeurs du moment du couple à partir d'enregistrements différents.

À partir des courbes établies au chapitre 4, figures 4.10 à 4.13, il est possible, connaissant le taux de consommation à un instant donné ainsi que la vitesse de rotation du moteur, de calculer la valeur du moment du couple que l'on aurait lu au couplemètre et qui aurait été ramené au moteur. Sur la figure 8.4 ci-dessous, on montre la courbe de moment du couple lu au couplemètre et ramené au moteur, et celle obtenue à partir des relations entre le moment du couple et le taux de consommation par tour.

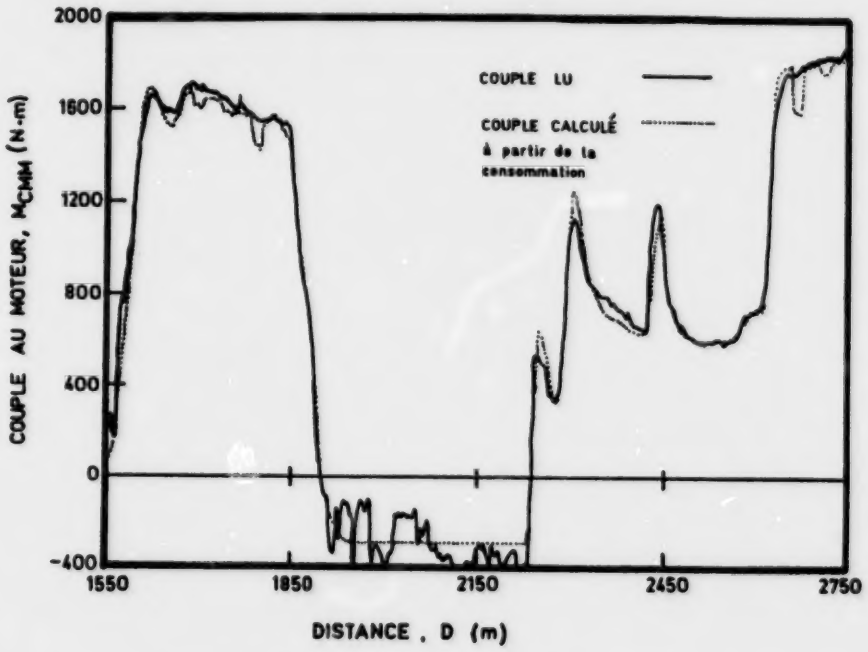


Figure 8.4 Courbes du moment du couple:
a) mesuré au couplemètre;
b) calculé à partir de la consommation.

Il est facile, sur la figure précédente, de constater la similitude des deux courbes en ce qui concerne leur allure et l'égalité des valeurs du moment du couple. On peut pourtant relever des différences entre elles. Ces différences peuvent se classer en deux catégories selon les valeurs du moment du couple.

Dans le cas des valeurs positives on observe des creux dans la courbe obtenue à partir du taux de consommation dont les plus visibles sont situés aux points suivants: 1650 m, 1800 m et 2650 m. Ils sont attribuables à une caractéristique du débitmètre et peuvent être filtrés si nécessaire.

Dans le cas des valeurs négatives deux phénomènes se superposent. Le premier concerne l'instabilité du couplemètre probablement due à un phénomène électronique ou à l'encrassement. Le second est le fait que le moment calculé à partir du taux de consommation est rigoureusement constant. Ceci est le fait que le débitmètre ne mesure aucun passage de carburant lorsque le camion pousse sur le moteur avec un moment supérieur à 270 N•m. Il semble qu'à ce moment le retour des injecteurs est suffisant pour alimenter le moteur, étant donné que le retour est recyclé après le débitmètre. Lors de la reprise, le carburant qui manque dans la colonne de retour est remplacé rapidement, ce qui explique que la mesure du moment du couple à cet instant est supérieure à celle lue au couplemètre.

Malgré ces différences, les valeurs du moment du couple obtenues à partir de la consommation sont satisfaisantes et il est possible de remplacer le couplemètre par le débitmètre dans les cas où la précision de ce dernier est suffisante.

Un essai complémentaire effectué après révision du couplemètre a donné les résultats représentés sur la figure 8.5.

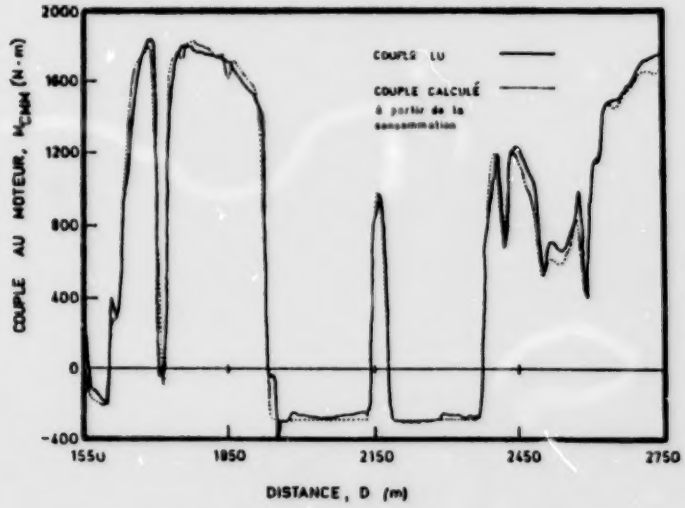


Figure 8.5. Courbes du moment du couple:
a) mesuré au couplemètre après révision;
b) calculé à partir de la consommation.

On remarque sur cette figure la grande précision obtenue à partir du débitmètre en ce qui concerne les valeurs négatives du moment.

Si l'utilisation du débitmètre permet une bonne mesure du moment du couple en évitant l'installation d'un appareil coûteux et d'entretien difficile, il n'en reste pas moins que ce débitmètre représente des inconvénients tant du point de vue prix que du point de vue fragilité.

L'idée est alors de lui trouver un substitut qui permet une précision de mesure satisfaisante, et qui aidera à concevoir un indicateur bon marché de puissance et de consommation, dans le but de guider les chauffeurs à essayer de tenir au minimum la consommation de carburant et l'utilisation de la puissance.

Des essais ont montré qu'on pouvait obtenir la mesure du moment du couple à partir de celles de la pression de suralimentation et d'autres variables facilement accessibles.

Les résultats de ces essais et la comparaison entre moments qui en découle sont illustrés sur la figure 8.6.

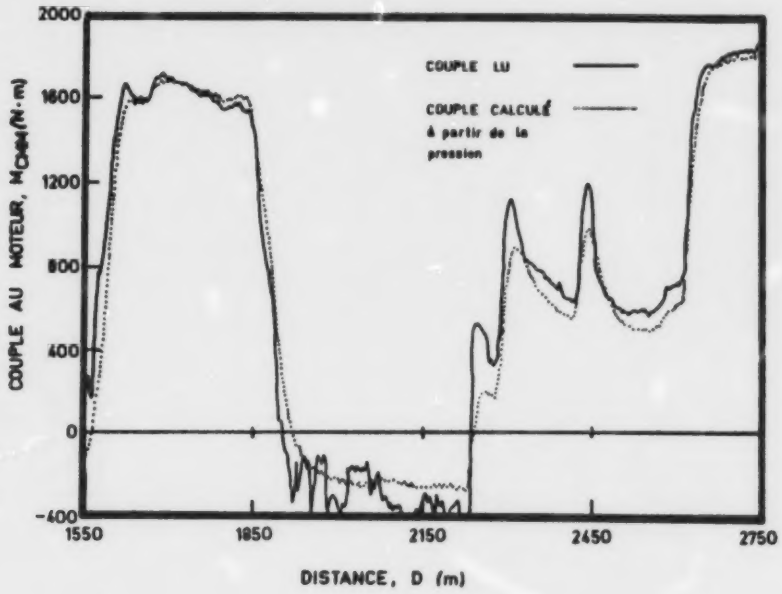


Figure 8.6. Courbes du moment du couple:
a) mesuré au couplemètre;
b) calculé à partir de la pression de suralimentation.

Les éléments en faveur d'une mesure obtenue à partir de la pression sont:
- l'allure générale des deux courbes est la même,
- les valeurs de la pression n'ont pas besoin d'être filtrées,
- les valeurs numériques élevées du moment du couple sont peu différentes.

C'est sur la base de ces résultats que FERIC a conçu l'instrument d'indication de la puissance en kW, et, par voie de conséquence, de la consommation de carburant en L/h, à partir des courbes 4-10 à 4-13 du chapitre 4.

Les variables principales et nécessaires qui ont été intégrées dans la conception de l'instrument sont: la pression de suralimentation et la vitesse de rotation du moteur.

9. GUIDE PRATIQUE D'UNE CONDUITE ÉCONOMIQUE

Cette section a été réalisée à l'intention des opérateurs de véhicules lourds et des instructeurs à l'emploi de compagnies où le transport par camion est un important poste de déboursés.

Tout le monde s'accorde pour affirmer que le chauffeur, par ses actions, peut influencer considérablement la consommation de carburant. Là où un phénomène relativement nouveau apparaît, est que de plus en plus de gens associés au transport considèrent la technique de conduite comme étant un élément essentiel dans une stratégie de lutte contre l'augmentation des frais associés à la consommation de carburant. Ceci est d'autant plus vrai que la majorité des organismes de recherches en transport ont, par le passé, déployé des efforts importants pour améliorer l'efficacité des véhicules et des réseaux routiers en prenant pour acquis qu'intuitivement, le chauffeur saurait tirer avantage de ces nouvelles technologies. Les économies potentielles ne se sont malheureusement pas toujours matérialisées.

L'étude d'où proviennent les informations contenues dans ce texte avait pour but d'évaluer les écarts, en termes de consommation de carburant, entre des chauffeurs utilisant des techniques de conduite différentes. Nous constaterons dans ces pages comment les performances du véhicule sont affectées par les réactions du chauffeur et comment on peut utiliser plus efficacement le moteur monté dans le camion. Par la suite nous étudierons certaines situations sur route et proposerons des méthodes pour réduire les pertes énergétiques et enfin, nous aborderons certaines mesures à prendre avant le départ sur route pour économiser de l'énergie tout au long du voyage.

9.1 Comparaison de la technique de conduite de différents chauffeurs

Dans le cadre de ce projet de recherche, FERIC a reçu le mandat d'étudier l'influence de la technique de conduite sur la consommation de carburant. Les détails de cette étude ont été présentés plus tôt dans ce rapport. Mentionnons simplement ici que 35 chauffeurs se sont succédés au volant d'un même véhicule pour parcourir un trajet identique. Les données caractérisant leur technique de conduite ont été enregistrées puis analysées. Nous discuterons ici des principaux résultats obtenus ainsi que de l'information que nous pouvons en tirer.

La figure 9.1 montre les performances de l'ensemble des chauffeurs en ce qui a trait à la consommation de carburant et la vitesse sur route. Plus un chauffeur se situe au bas du groupe, moins il a utilisé de carburant, alors que plus il est situé à droite du groupe, plus grande était sa vitesse sur route. On peut donc caractériser les chauffeurs extrêmes A et B. Le chauffeur A a réalisé le trajet avec une consommation de carburant assez faible de 26,7 L tout en roulant à une vitesse moyenne sur route intéressante de 60 km/h. Le chauffeur B, pour sa part, est caractérisé par une forte consommation de carburant (34,0 L) accompagnée d'une vitesse sur route plus élevée, soit 63 km/h.

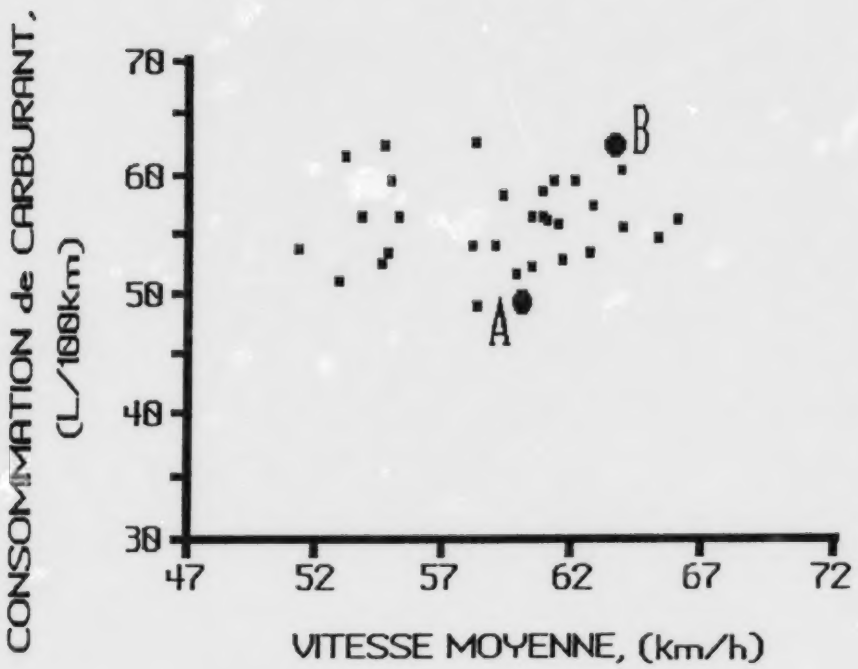


Figure 9.1 Dispersion de la productivité des chauffeurs

Le tableau 9.1 montre les différents paramètres enregistrés pour chacun des chauffeurs. On remarque la très grande étendue dans les quantités de carburant utilisé pour effectuer le même travail. Ainsi, le chauffeur A a utilisé 27% moins de carburant que le chauffeur B tout en conservant une vitesse moyenne similaire 60 contre 63 km/h.

On sait par ailleurs que plus un moteur est sollicité, plus il consommera de carburant. Parallèlement à la consommation de carburant élevée, on doit s'attendre à une usure du moteur correspondante. Ainsi, pendant que le chauffeur A utilisait en moyenne 146 kW (196 hp) pour effectuer le voyage complet, le même camion conduit par le chauffeur B devait produire 166 kW (222 ch) soit près de 14% de plus. De même, le régime moyen du moteur indique une usure accélérée lorsque celui-ci est opéré par le chauffeur B. Le tableau 9.1 montre que le moteur tourne à 1440 tr/min pour le chauffeur A comparativement à 1640 tr/min pour le chauffeur B. Les tours de moteur totaux sont respectivement de 78 482 pour A et de 98 277 pour B.

Tableau 9.1 Paramètres caractérisant le style de conduite des chauffeurs A et B

	Chauffeur A	Chauffeur B
Vitesse (km/h)	60	63
Consommation (L)	26,7	34,0
Puissance (kW)	146	166
Régime moteur (tr/min)	1 440	1 640
Révolutions totales	78 482	98 277

Nous continuerons l'analyse en nous référant à la figure 9.2 qui nous montre les profils du mouvement de l'accélérateur, du rapport de la boite de vitesses et finalement de vitesse sur route. Ces derniers ont été enregistrés sur un tronçon de 2 km extrait du parcours utilisé lors des essais de comparaison des techniques de conduite. Le profil horizontal de la route est rectiligne alors que le profil vertical est caractérisé par une forte montée durant le premier kilomètre, suivie d'une section plane.

Examinons d'abord le profil de la vitesse sur route. Nous remarquons que, quoique légèrement supérieur à la fin, la vitesse ne constitue pas un facteur de différenciation important entre les chauffeurs (3 km/h de différence en moyenne).

Si on étudie maintenant l'action du chauffeur sur l'accélérateur, il ne fait aucun doute que l'on retrouve là une partie importante de l'information expliquant pourquoi le chauffeur B possède une technique de conduite plus dispendieuse que son collègue A et ce, malgré une vitesse sur route semblable. Mais là n'est pas la seule raison de cet important écart. Le profil des rapports de transmission montre que le chauffeur B persiste toujours plus longtemps dans le même rapport durant la montée. Cette méthode l'oblige même à rétrograder de deux rapports au km 50,3 ce qui a causé une forte secousse dans le système de transmission de puissance. En persistant trop longtemps dans un même rapport, le chauffeur fait travailler le moteur de son véhicule à des régimes trop bas, ce qui occasionne une consommation accrue de carburant.

Ces quelques éléments tendent donc à démontrer l'importance de la technique de conduite sur la consommation de carburant. Un écart de 27% en consommation de carburant représente une somme d'argent considérable en fin d'année. Il faut, de plus, mentionner que même si le chauffeur A était beaucoup plus économe, il aurait pu améliorer sa technique de conduite lors de certains passages et par là même, creuser l'écart qui le sépare du chauffeur B.

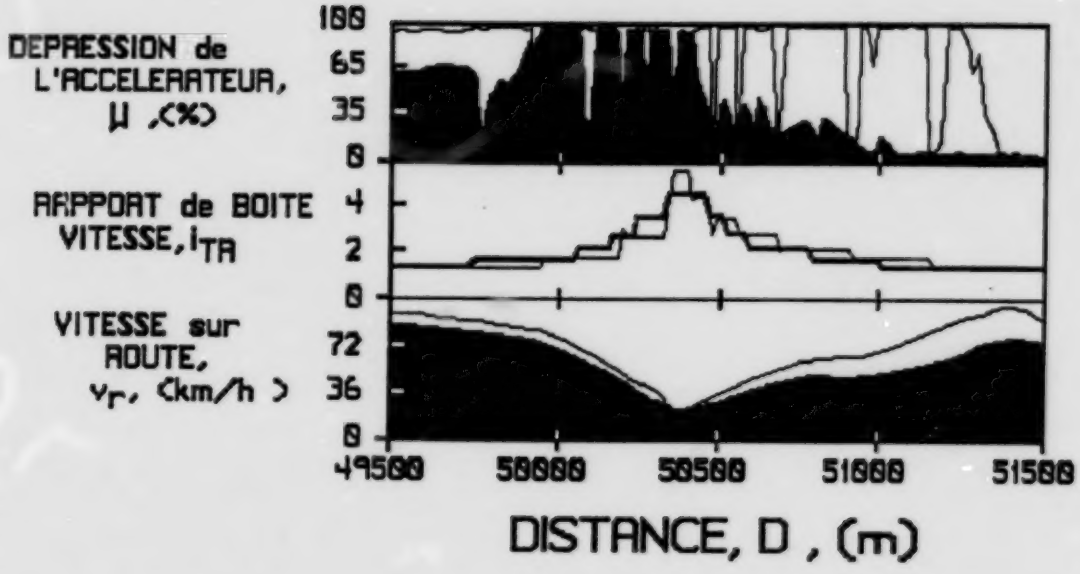


Figure 9.2 Profil du mouvement de l'accélérateur, du rapport de boite de vitesses et de la vitesse sur route pour les chauffeurs A et B

Dans la section suivante, nous étudierons le mode de fonctionnement d'un moteur diesel et élaborerons sur les actions à prendre pour adapter la technique de conduite au fonctionnement du moteur.

9.2 Utilisation du moteur dans sa plage de fonctionnement optimale

Nous allons maintenant examiner le principe de fonctionnement d'un moteur diesel puis évaluer l'efficacité qu'ont su en tirer les deux chauffeurs en présence. La figure 10.3 montre une carte de consommation en fonction de la puissance développée et de la vitesse du moteur. Chaque moteur possède une carte différente mais le principe demeure le même pour tous. Chacune des courbes sur ce graphique représente une iso-consommation, c'est-à-dire que tout au long d'une même courbe concave, la consommation demeure constante. Prenons la courbe de 30 L/h. Si le moteur tourne à 2200 tr/min et que 30 L/h de carburant y sont injectés, le moteur produira 100kW ou 135 ch. Toujours sur cette même courbe mais cette fois-ci, le moteur tourne à 1400 tr/min, ce dernier développera 120 kW ou 160 ch.

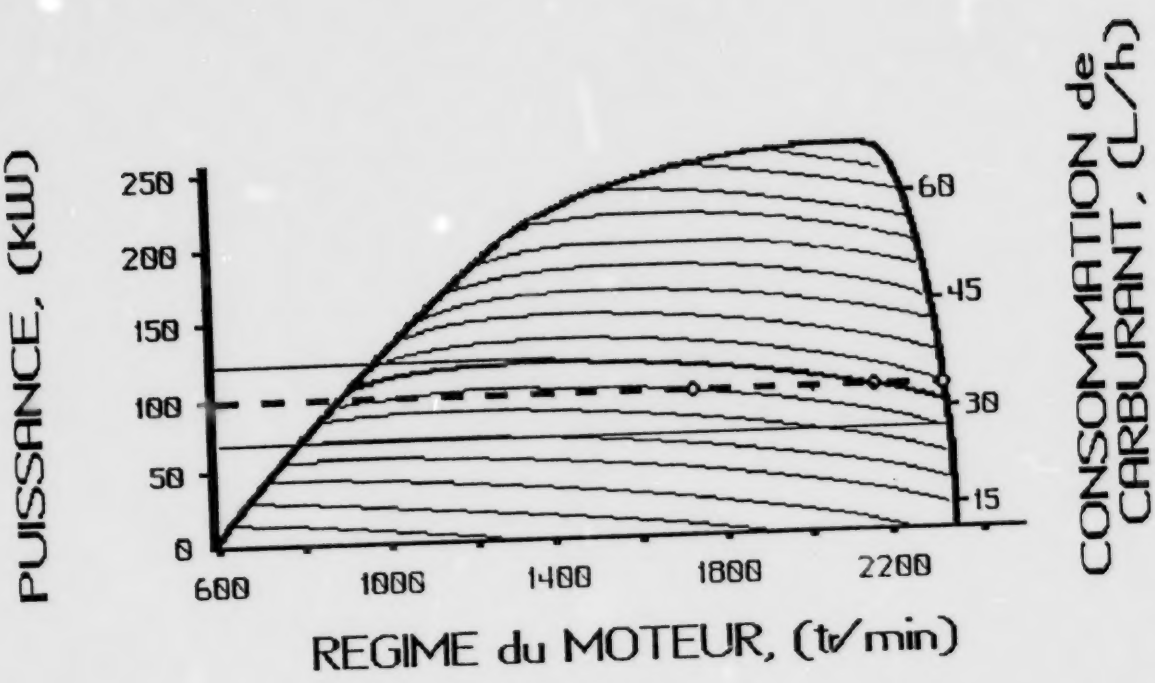


Figure 9.3 Carte typique de consommation de carburant en fonction de la puissance développée et de la vitesse du moteur

On peut aussi envisager le problème différemment en traçant une ligne horizontale à 100 kW par exemple. On remarque que l'ont peu produire cette puissance avec une consommation de 25 ou 35 L/h selon que le régime du moteur se situe à 1400 ou 2300. On voit donc l'intérêt de choisir le bon régime moteur pour une puissance désirée.

La figure 9.4 met en évidence le contrôle que le chauffeur possède sur la consommation de carburant. On pose ici la consommation spécifique* de carburant en fonction de la vitesse de rotation du moteur pour différentes positions de l'accélérateur ou charge sur le moteur.

* La consommation spécifique de carburant est représentée par la quantité de carburant introduite, divisée par la puissance du moteur développée durant une période donnée. Ainsi, plus la consommation spécifique est élevée, plus la puissance développée est faible pour une quantité donnée de carburant injecté. Le chauffeur a donc intérêt à conduire dans la zone où la consommation spécifique est faible.

  Consommation spécifique = $\frac{\text{Carburant injecté}}{\text{Puissance développée} \cdot \text{temps}}$ est une indication du rendement du moteur.

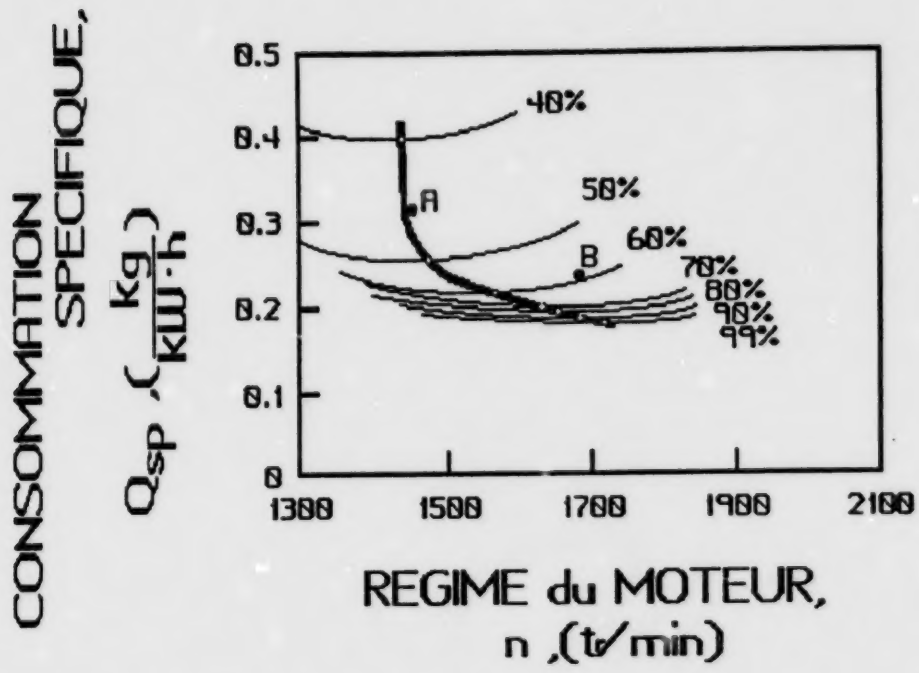


Figure 9.4 Consommation spécifique en fonction du régime du moteur et de la charge appliquée

On remarque donc sur cette figure que pour chaque charge sur le moteur, la consommation spécifique varie en fonction de la vitesse de rotation de ce dernier. Ainsi le chauffeur peut intervenir et modifier la position de l'accélérateur ou le rapport de transmission de façon à obtenir une consommation minimum de carburant pour une charge donnée.

La position des chauffeurs A et B sur la figure 9.4 est très révélatrice de la technique de conduite empruntée et de la performance obtenue, en termes de consommation de carburant. On remarque en effet que le chauffeur A se situe au minimum de consommation selon la charge moyenne qu'il impose sur son moteur.

Des appareils d'aide à la conduite comme le "Shift-Mate" développé par Eaton Corporation calculent le rapport de vitesse approprié pour obtenir le meilleur rendement du moteur. Ce dispositif requiert les 3 données d'entrées suivantes:

- La vitesse de rotation du moteur.
- La vitesse de rotation de l'arbre de transmission après la boite de vitesses.
- La position de l'accélérateur.

Il faut cependant être très prudent avant de suivre aveuglément les indications transmises par ces appareils. En effet, un bon chauffeur saura prévoir les obstacles sur la route et ainsi prendre des mesures pour réduire leurs effets sur la consommation de carburant.

Il faut donc parfois sacrifier la consommation optimale de carburant durant une certaine période pour se donner les moyens de s'en approcher lorsque la consommation de carburant devient vraiment critique. On note donc une importante nuance à apporter. Un dispositif d'aide à la conduite n'est qu'un guide pour réduire la consommation de carburant et un bon chauffeur peut faire mieux s'il connait les rudiments de la conduite économique.

On doit donc reconnaitre que ces dispositifs d'aide à la conduite sont très efficaces en situations stables sur route, mais qu'ils deviennent rapidement inutilisables sur route sinueuse et montagneuse, ou si la circulation est dense.

Le chauffeur conscient de sa consommation de carburant gardera à l'esprit l'essentiel du graphique de la figure 10.4. Il convient toutefois de noter que même si l'allure de cette figure ne change pas en fonction de différents moteurs, les courbes peuvent cependant glisser vers la droite ou vers la gauche selon les moteurs. On peut donc affirmer qu'en général, la consommation minimum pour 100% de charge se trouvera à environ 300 tr/min supérieur à la vitesse de rotation du moteur fournissant le couple maximum. Dans le cas de la figure 9.4, le couple maximum est développé à 1350 tr/min et on remarque que la consommation spécifique minimum pour 100% de charge est à 1650 tr/min. Il est donc maintenant facile pour un chauffeur d'ajuster la figure 9.4 en fonction des courbes caractéristiques de son moteur.

Comme on le mentionnait plus tôt, ces considérations sont valables en toutes circonstances, mais l'optimum est difficilement atteignable en périodes d'accélération ou de décélération. Il ne faut cependant pas croire qu'il n'y a rien qui puisse être réalisé pour épargner l'énergie durant ces périodes dites de transition. Dans la prochaine section, nous allons élaborer sur différentes techniques à employer lors d'accélérations puis nous enchainerons sur des méthodes de décélération et freinage permettant une réduction de carburant.

9.3 Comportement à adopter selon la situation sur route

9.3.1 Méthodes d'accélération

On distingue deux méthodes principales d'accélération. La première et la plus pratiquée consiste en l'accélération à régime moteur maximal alors que la seconde méthode est l'accélération à régime moteur progressif.

Plusieurs organismes de recherche affirment que la méthode d'accélération à régime moteur progressif est plus économique en ce qui a trait à la consommation de carburant. Jusqu'à tout récemment il était difficile de quantifier cet avantage. À la demande du Bureau d'Efficacité Énergétique Québécois, l'Association des Camionneurs du Québec a réalisé des essais d'accélération sur route pour comparer les deux modes d'accélération mentionnés plus haut [18].

Ces essais étaient menés avec un tracteur Kenworth T600-A 1986 équipé d'un moteur Caterpillar 3406B 350 ch et d'une transmission Fuller RTO-14615. La charge totale était de 42 000 kg.

La procédure d'essais était la suivante:

Dans un premier temps, le chauffeur effectuait le changement de rapports à 1900 tr/min constamment alors que dans la seconde série d'essais le chauffeur utilisait la méthode progressive de changements de rapport. Ceux-ci s'effectuaient aux régimes de moteurs indiqués au tableau 9.2

Tableau 9.2 Régime moteur lors des changements de rapport

Changement de rapport de - à	Régime moteur (tr/min)
1 - 2	900
2 - 3	1000
3 - 4	1100
4 - 5	1100
5 - 6	1200
6 - 7	1250
7 - 8	1400
8 - 9	1450
9 - 10	1600
10 - 11	1800
11 -	1900

Les résultats obtenus à la suite de ces essais sont assez spectaculaires. En effet, une économie de 8,8% de carburant (durant l'accélération) a été réalisée lors des essais employant la méthode progressive d'accélération et ce, malgré une réduction de 4,2% du temps pour atteindre la vitesse maximum (figure 9.5). Ainsi, la méthode progressive de changement de rapports réduit la consommation de carburant tout en permettant d'atteindre plus rapidement la vitesse de croisière désirée.

On sait que durant les accélérations la consommation de carburant est très élevée. Une accélération régulière sans variations brusques permettra une économie de carburant appréciable comparativement à l'accélération rapide violente. De la même manière, étant donné que chaque accélération entraîne des dépenses accrues de carburant, on se doit de les réduire au maximum et c'est pourquoi une vitesse régulière sur route sera plus économique qu'une vitesse tantôt élevée tantôt faible.

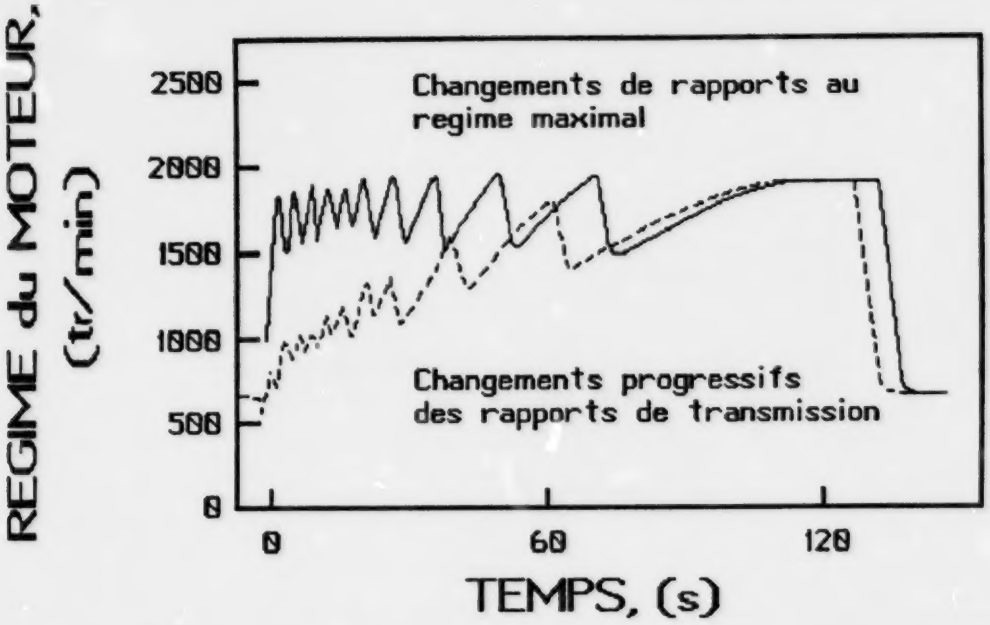


Figure 9.5 Comparaison des modes d'accélération

Il est, de plus, fort déconseillé d'accélérer en direct ou en surmultiplié. Cette méthode est inefficace étant donné le faible couple transmis aux roues pour accélérer. Ceci se traduit donc par une consommation élevée de carburant.

9.3.2 Méthodes de décélération

Il existe 3 méthodes pour décélérer avec un véhicule lourd.

- Décélération en frein moteur.
- Décélération en roue libre.
- Décélération avec frein de service.

Nous traiterons de chacune de ces méthodes en élaborant sur les situations où elles peuvent être utilisées avec avantage.

a) Décélération en frein moteur

Le frein moteur entre en action dès que le chauffeur relâche l'accélérateur. Son usage est encouragé car le moteur qui est entraîné par les roues motrices du camion ne consomme pas, ou peu, de carburant durant son opération. De plus, l'usage du frein moteur diminue l'emploi des freins de service qui est de loin la plus dispendieuse des méthodes de freinage. Le chauffeur doit cependant être attentif envers son tachomètre durant l'emploi du frein moteur car il doit éviter que le moteur ne s'emballe, situation possible en descente particulièrement.

Les moteurs diesel sont généralement équipés de frein moteur auxiliaire (Jacob). Encore ici on encourage l'emploi de ce dispositif supplémentaire de freinage car il contribue aussi à réduire le temps d'application des freins de services principaux. Il est à noter que son usage doit être effectué avec discernement. En effet, certains conducteurs laissent constamment le frein moteur auxiliaire en opération, celui-ci s'active donc dès que le chauffeur retire son pied de l'accélérateur. On pourrait assimiler cette technique de conduite à une technique où le chauffeur d'une automobile appuie soit sur l'accélérateur ou soit sur le frein sans jamais laisser rouler sa voiture librement avant d'appliquer les freins. On se rend donc compte que cette technique de conduite peut être très dispendieuse.

b) Décélération en roue libre

Cette méthode consiste à laisser décélérer le véhicule alors que le moteur est débrayé. Celle-ci ne doit être utilisée qu'en situations très particulières. Lorsqu'il est employé astucieusement, le freinage en roue libre peut épargner jusqu'à 4% de carburant [37]. Il est, bien sûr, fortement déconseillé d'utiliser cette méthode de décélération en descente ou lorsque la situation peu présenter un certain risque.

c) Décélération avec frein de service

Comme nous l'avons souligné auparavant, ce mode de décélération est de loin le plus dispendieux. Les compagnies de transport affirment volontiers que les coûts attribués aux pièces du système de freinage deviennent prohibitifs. C'est pourquoi plusieurs compagnies envisagent l'emploi de tachographe pour contrôler la vitesse sur route à laquelle le chauffeur utilise les freins de service. Idéalement le freinage avec les freins de service devraient consister en la dernière étape d'un enchaînement de manoeuvre de décélération et ne se produire qu'à très faible vitesse (figure 9.6). Ceci met en évidence l'importance de prévoir les arrêts afin de réduire régulièrement la vitesse et d'utiliser chaque mode de freinage de manière optimale.

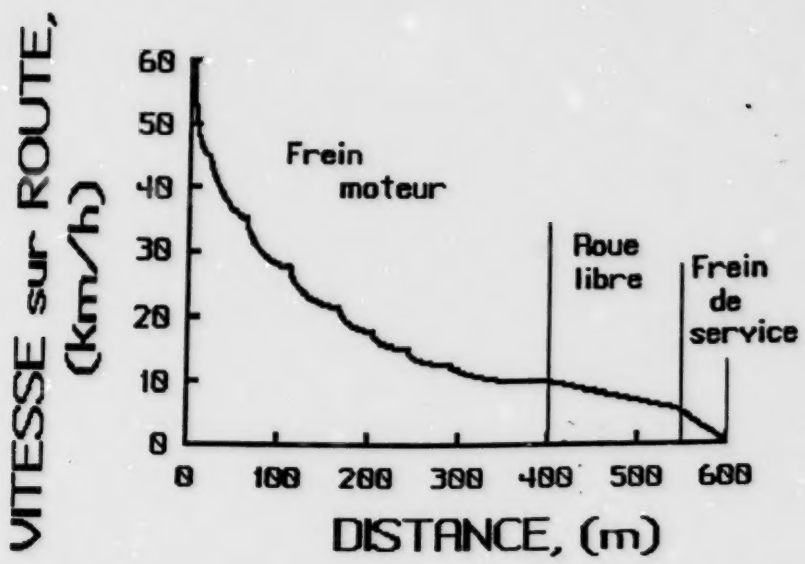


Figure 9.6 Enchainement des manoeuvres de décélération

9.4 Considérations générales sur la conduite des véhicules lourds

Après avoir abordé les différents modes d'accélération et de décélération, il convient de souligner ici certains aspects qui permettront d'améliorer l'efficacité des véhicules en ce qui concerne la consommation de carburant. On notera dans l'exposé qui suit que certaines actions doivent être appliquées avant le départ afin de favoriser une utilisation optimale du carburant alors que d'autres démarches peuvent être effectuées durant le voyage proprement dit.

a) Comportement en montée

L'ascension d'une pente est, bien entendu, l'activité la plus consommatrice d'énergie. Il convient donc d'y apporter une attention toute particulière.

Lorsqu'un véhicule routier aborde une montée, il subit une force proportionnelle à l'angle de la pente qui fait ralentir le véhicule.

Très souvent on voit le chauffeur lutter désespérément pour garder la vitesse du véhicule constante en côte, lutte qui, on le sait bien, est perdue à l'avance. Un conducteur conscient de la consommation d'énergie de son véhicule tentera plutôt de prendre un élan avant l'amorce de la montée afin d'y accumuler une grande quantité d'énergie. Durant la montée, il utilise d'abord l'énergie accumulée de l'élan puis fournit le reste à l'aide de l'accélérateur. À la limite, l'élan le fera gravir toute la pente, sinon il aura tout de même épargné une bonne quantité de carburant. Évidemment, l'élan que le chauffeur prendra avant la pente consomme du carburant mais l'énergie accumulée grâce à cette accélération sera beaucoup plus précieuse durant les grands efforts déployés par le moteur pour gravir cette pente.

b) Chaque accélération est coûteuse en carburant. Il est bon de rappeler que lorsque la vitesse de croisière est atteinte, elle devrait être conservée aussi constante que possible. Le chauffeur pourra aussi s'assurer que le régime du moteur est compatible avec une utilisation optimale du carburant. Cette information est facile à obtenir si son véhicule est équipé d'un aide à la conduite du type "Shift-Mate". Le chauffeur peut aussi, en ayant une bonne connaissance de la figure 9.4 (adaptée à son moteur), ajuster le régime moteur en fonction de l'utilisation qui en est faite.

c) Précaution avant le départ

Avant le départ, une inspection de routine peut épargner d'importantes sommes d'argent. En effet, un problème décelé à son origine peut éviter des délais sur route, un remorquage. Cette vérification de départ ne doit pas se limiter au niveau des liquides et gonflage des pneus.

L'inspection doit aussi posséder une valeur préventive et c'est pourquoi le chauffeur vérifiera le serrage, et l'usure des principales composantes.

À la suite de cette vérification, le chauffeur mettra le véhicule en marche. On a longtemps cru que le moteur devait fonctionner au ralenti pendant de longues minutes afin d'obtenir une température de fonctionnement adéquate en hiver. Cette pratique contribue à consommer inutilement du carburant. Un réchauffage d'une minute suivi d'un départ sur route modéré permettra d'atteindre une température optimale de fonctionnement plus rapidement sans pour autant abîmer le moteur et consommer du carburant inutilement. Évidemment, celà n'est pas toujours possible en raison de la pression d'air du système pneumatique qui se doit d'atteindre un niveau adéquat avant que le véhicule puisse démarrer. Pour réduire le temps d'attente dû au système pneumatique, un chauffeur devrait vérifier régulièrement les conduits d'air afin d'y détecter toute fuite.

Dans une stratégie de lutte contre les frais attribués à la consommation de carburant, la réduction du temps où le moteur tourne au ralenti est très importante. C'est pourquoi le chauffeur doit être sensibilisé à éviter de laisser tourner le moteur au ralenti lors d'arrêts prolongés pour le chargement ou durant les repas.

9.5 Conclusion

Après avoir apporté de multiples améliorations aux camions et moteurs, on est en droit de s'attendre à une amélioration importante de la productivité du transport routier. Dans plusieurs cas cependant, il semble que les résultats obtenus se situent en-deçà des prévisions. Après analyse de la situation on a compris que les améliorations apportées étaient sous-utilisées, ou encore utilisées à des fins autres que le but visé. Certains chauffeurs en effet, continuent de conduire les nouveaux moteurs conçus pour fonctionner à bas régime avec la même technique qu'auparavant, soit à régime très élevé. Dans d'autre cas on remarque que la réserve de puissance, obtenue par l'emploi de camion plus aérodynamique ou de pneus offrant une moindre résistance au roulement, est utilisée pour rouler plus vite alors que les concepteurs espéraient simplement réduire la consommation de carburant.

Ce constat montre donc que l'on ne peut introduire une modification dans le système de transport, sans pour autant ajuster les autres composantes. Dans le cas du chauffeur, cet ajustement doit passer par une transmission de l'information dans le cadre d'un programme de formation continue.

On utilise souvent le tachographe afin de contrôler les réactions du chauffeur durant son travail. Malheureusement, les seuls extrants provenant de l'analyse des données obtenues de ce dispositif de mesure sont des actions coercitives. Nous considérons que chaque chauffeur devrait avoir accès aux données provenant du tachographe afin de pouvoir analyser, avec un instructeur, la qualité de sa conduite.

La mentalité tend à changer considérablement, dans ce monde difficile qu'est le camionnage. On s'aperçoit aujourd'hui que conduire un camion lourd, c'est beaucoup plus que le conserver sur la route. C'est pourquoi les chauffeurs sont intéressés à apprendre davantage sur leur importante fonction et c'est le mandat de FERIC de fournir l'information nécessaire aux instructeurs et aux chauffeurs. Ce document est un premier pas dans cette direction.

10. MOUVEMENT GÉNÉRAL D'UN VÉHICULE SUR ROUTE

Comme on l'a vu précédemment, un véhicule routier, dans son mouvement général, est soumis à une multitude de forces et de moments. Par exemple, il exerce au sol (entre les pneumatiques et le sol), à travers les roues tractrices, une force de traction à laquelle s'opposent toutes les résistances à l'avancement. Il subit également plusieurs moments: moment résistant à la rotation dans le plan, moments de roulis, moments de renversements, etc.

Étant donné la complexité de la théorie dans le cas général, on va tout d'abord examiner certains aspects de cette théorie dans les trois cas principaux suivants:

- sur une route droite et horizontale,
- sur une route droite et inclinée,
- sur une route courbe et horizontale.

(Par exemple, on n'étudiera pas, pour le moment, la dynamique latérale des véhicules, la tenue de route, la sécurité...)

Ensuite, on établira une équation générale de l'équilibre sur route, tenant compte des accélérations, des décélérations, des freinages, des pentes, des virages, et de la distribution du poids.

Avec cette équation, et en se servant des données dynamiques recueillies sur la route par notre camion expérimental, on pourra établir le profil vertical et le profil horizontal de la route, puis, en permutant un ou plusieurs facteurs, calculer la performance du véhicule sur route qui permettra une optimisation du SICMER. Plus tard, ces théories pourraient servir de base à un modèle de simulation.

10.1 Mouvement d'un véhicule articulé à plusieurs essieux sur une route droite et horizontale

C'est le cas le plus simple où toutes les forces d'un véhicule articulé agissent dans le sens de l'axe longitudinal de l'ensemble (en réalité, il y a toujours des moments perturbateurs, mais leurs valeurs sont faibles, et nous allons les négliger dans cette étude). Par conséquent, il n'y a pas, pour ainsi dire, de rotation de deux corps dans le plan de la route, d'où l'absence d'accélérations et de moments rotatifs.

La figure 10.1 représente schématiquement le véhicule expérimental de FERIC sur une route droite et horizontale, avec toutes les forces en équilibre dynamique.

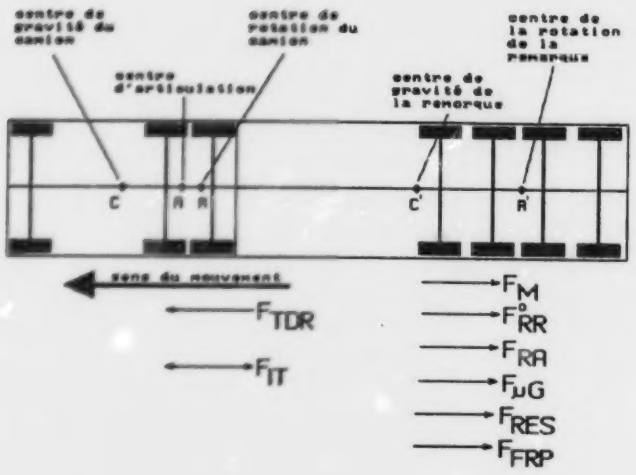


Figure 10.1 Équilibre dynamique des forces agissant sur un véhicule avançant sur une route droite et horizontale

L'équation de l'équilibre est la suivante:

$$F_{TDR} + F_{RA} + F_{RT} + F_{IT} + F_{FRP} = 0 \qquad (10.1)$$

avec

$$F_{RT} = F_{RR}^{\circ} + F_M + F_{RES} + F_{\mu G} \qquad (10.2)$$

10.2 Mouvement d'un véhicule articulé à plusieurs essieux sur une route droite et inclinée

C'est le cas où toutes les forces d'un véhicule articulé agissent dans le sens de l'axe longitudinal, comme dans le cas précédent, mais le véhicule monte ou descend une côte. Il n'y a toujours pas, pour ainsi dire, de rotation de deux corps dans le plan de la route, donc pas d'accélération ni de moment rotatifs.

Sur la figure 5.1, on représente une telle situation, et l'équation de l'équilibre dans ce cas est la suivante:

$$F_{TDR} + F_{RA} + F_{RT} + F_{IT} + F_{FRP} + F_{INC} = 0 \qquad (10.3)$$

avec F_{RT} obtenu par l'équation 10.2.

Les figures 10.2 et 10.3 donnent respectivement les puissances en kW nécessaires pour vaincre la pente, et les consommations correspondantes en L/100 km. Si on roule à une vitesse constante de 5 m/s (18 km/h) les puissances, selon les pourcentages des montées, sont les suivantes:

- pour 0,5% on a besoin de 32 kW
- pour 1,0% on a besoin de 46 kW
- pour 3,0% on a besoin de 95 kW
- pour 5,0% on a besoin de 140 kW
- pour 12,0% on a besoin de 310 kW

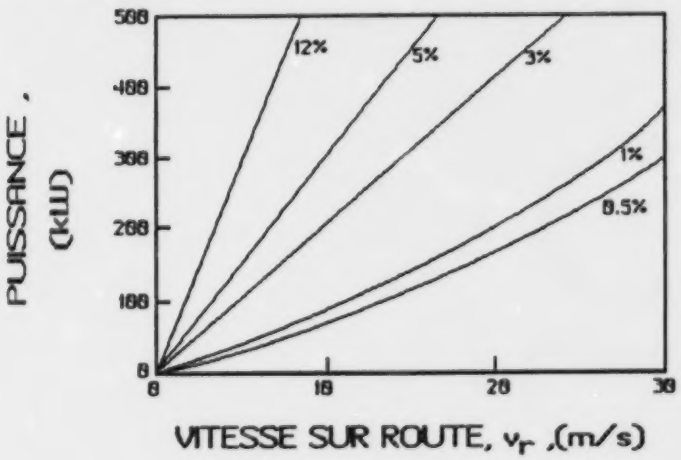


Figure 10.2 Puissance nécessaire pour vaincre les pentes et toutes les résistances à l'avancement en fonction de la vitesse sur route pour différentes pentes: 4 essieux rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa

Autrement dit, sur une pente de 12% on a besoin de toute la puissance du moteur utilisé lors des essais pour maintenir la vitesse de 18 km/h, tandis que sur une pente de 3% on n'a besoin que de 95 kW soit 30% de la puissance totale.

De prime abord on pourrait penser que l'énergie perdue en montée est récupérée lors de la descente. En fait, seule l'énergie utilisée pour vaincre la pente est récupérée. Les résistantes passives, soit les résistances au roulement et à l'air ainsi que les pertes dans la chaine cinématique, sont indépendantes de la pente et doivent être vaincues dans les deux cas. Ainsi, dans le cas général, l'énergie fournie par la pente lors de la descente servira tout d'abord à vaincre ces résistances, et l'excédent, s'il en reste, pourra être utilisé de différentes façons: provoquer un fort couple entrainant le moteur pour réduire la consommation due aux pertes internes de celui-ci, créer une accélération ou même être absorbée par freinage.

À la même vitesse sur route de 5 m/s on peut lire sur la figure 10.3 les consommations en L/100 km:

- pour 0,5% - 100 L/100 km
- pour 1,0% - 110 L/100 km
- pour 3,0% - 168 L/100 km
- pour 5,0% - 223 L/100 km
- pour 12,0% - 435 L/100 km

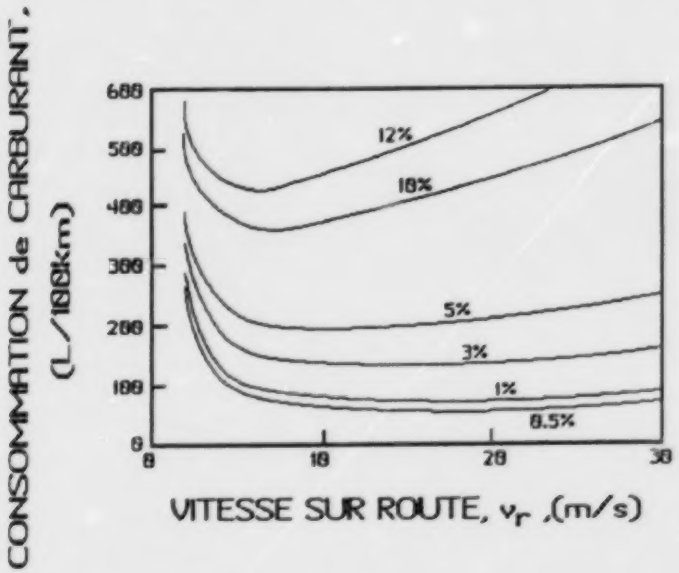


Figure 10.3 Consommation totale de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différentes pentes: 4 essieux rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa

Ces valeurs témoignent à quel point les pentes coûtent aux opérations de transport.

À titre d'exemple, examinons quelles seraient la puissance demandée et l'énergie consommée sur une section de route fictive présentant une montée et une descente de pente et de longueur identiques, et comparons-les à la demande d'une section droite et horizontale reliant les deux extrémités du parcours.

La section considérée est formée de deux pentes inclinées à 5% et de longueur égale à 1000 m chacune. On suppose que la vitesse initiale est de 10 m/s, qu'elle tombe à 2 m/s au sommet de la première pente et qu'elle remonte à 22 m/s au bas de la deuxième pente.

La durée totale du trajet est alors de 250 s, soit une vitesse moyenne de 8 m/s. Le fait de remplacer les côtes par une route horizontale ne ferait pas varier la vitesse moyenne de façon significative si on veut que la durée totale du parcours soit la même. En effet la variation de longueur est de 2,6 m sur 2000 m.

D'autre part on fixe la masse de l'ensemble camion-remorque à 48 300 kg avec configuration suivante: essieux rigides groupés, pneus jumelés gonflés à 633 kPa (90 lb/po.ca.) sur route en goudron. L'énergie consommée pour parcourir 2000 m de route droite et horizontale à une vitesse constante de 8 m/s est alors 9 142,56 kJ.

Par contre l'énergie consommée pour parcourir 1000 m sur une montée de 5% avec une vitesse diminuant de 10 m/s à 2 m/s est de 4 429,1 kJ pour les résistances passives et 23 687,79 kJ pour la pente, tandis que la décélération fournit 2 318,86 kJ d'où une consommation globale de 25 798,03 kJ.

Sur la descente, en accélérant de 2 m/s à 22 m/s sur 1000 m avec pente de 5%, les énergies qui entrent en jeu sont: 4 900,92 kJ pour les résistances passives et 11 587,36 kJ pour l'accélération, tandis que la descente fournit 23 687,79 kJ. L'énergie supplémentaire, 7 199,51 kJ, doit donc être absorbée par freinage.

Ainsi la consommation totale d'énergie sur les deux versants est égale à 25 798,03 kJ, soit 2,8 fois supérieure à celle consommée sur route horizontale.

Le tableau suivant donne la comparaison entre les énergies consommées dans les deux cas:

Type de route	horizontale	montée et descente	
Énergie consommée (kJ)			
Due à la résistance à l'avancement	9 142,56	4 429,1	4 900,92
Due à la montée	0	23 687,79	0
Fournie par la descente	0	0	-23 687,79
Due à l'accélération	0	0	11 587,79
Fournie par la décélération	0	-2 318,86	0
Absorbée par freinage	0	0	7 199,51
Total	9 142,56	25 798,03	0
			25 798,03

Avec un carburant dont le pouvoir calorifique est de 45 738 kJ/kg et un rendement global du moteur et de la chaine cinématique égal à 0,3 les consommations précédentes sont respectivement: 0,67 kg sur la route horizontale; 1,75 kg sur les pentes. Remarquons en outre que les pertes internes dans le moteur n'ont pas été considérées et que l'écart observé entre les consommations pourrait être plus grand si on en tenait compte.

Dans le cas des opérations forestières il est très important que les pentes que doit vaincre un camion chargé soient tenues au minimum pour essayer de réduire les coûts du carburant et de l'entretien du parc roulant.

10.3 Mouvement d'un véhicule articulé à plusieurs essieux sur une portion de route courbe et horizontale

Le tracteur, en prenant un virage, a ses roues directrices déviées de la direction médiane et fait avec la remorque un angle γ_1 dans le plan du mouvement. Ainsi, naissent des forces latérales qui, agissant sur les roues, se combinent avec les forces centrifuges et avec toutes les autres forces décrites précédemment, et qui, sous l'action des accélérations, des décélérations et des freinages, créent un système d'équilibre complexe, comportant de plus des moments rotatifs et des moments perturbateurs.

L'étude cinématique et dynamique du mouvement complexe d'un tracteur et d'une semi-remorque au virage, en accélération (décélération) et avec le freinage, est donnée à l'annexe B[1].

Pour effectuer de telles études, on doit obligatoirement connaître les rigidités latérales, longitudinales et radiales des pneus montés sur le camion et la remorque.

Étant donné que ces renseignements sont presque impossibles à obtenir des fournisseurs, on s'est servi de formules empiriques établies par expérimentation sur banc d'essais, qui peuvent s'appliquer à la plupart des pneus et qui tiennent compte de leurs caractéristiques: dimensions, nombre de nappes, etc. [3].

D'autre part, on enregistre la distance, l'accélération, la décélération, l'angle de braquage des roues avant du camion, le couple ainsi que d'autres données nécessaires à l'étude du mouvement dynamique d'un ensemble routier. En combinant ces enregistrements avec les données dimensionnelles et le gonflage des pneumatiques pour des charges radiales données, on détermine la résistance à la dérive latérale et la dérive elle-même. Avec ces données, on calcule la correction globale q (se référer à l'annexe B), en tenant compte d'une série de facteurs dans les conditions de marche, et enfin on détermine les forces latérales F_{lat}.

En introduisant ces forces latérales et toutes les autres forces déterminées précédemment dans l'équation de l'équilibre, compte tenu des vitesses, des accélérations et des moments rotatifs, on obtient l'équation générale du mouvement dynamique d'un ensemble routier articulé.

Avant d'étudier sur quelques exemples l'influence de certains paramètres sur les pertes énergétiques aux virages et dans les pentes, on doit vérifier la précision des équations utilisées. Pour ce faire, on a arpenté une portion de route de 6 km près de Chénéville, horizontalement et verticalement, à l'aide d'un théodolite. Ensuite, on a calculé, au moyen des enregistrements sur route, des caractéristiques des pneumatiques et des charges données, les forces de résistances dues aux pentes. De là, on a déduit les angles de déviation verticale. La comparaison des déviations verticales obtenues par le théodolite et par les calculs est

---

(1) L'étude présentée à l'annexe B tient aussi compte des pentes.

donnée sur la figure 10.4. On peut y voir que la concordance est tout à fait satisfaisante. L'écart absolu moyen entre les deux courbes est inférieur à 0,5% de pente, ce qui est acceptable. Cette comparaison confirme que les enregistrements automatiques obtenus sur la route sont très précis, et que la théorie à la base des méthodes que nous développons depuis quelques années est exacte et utilisable pour les calculs futurs.

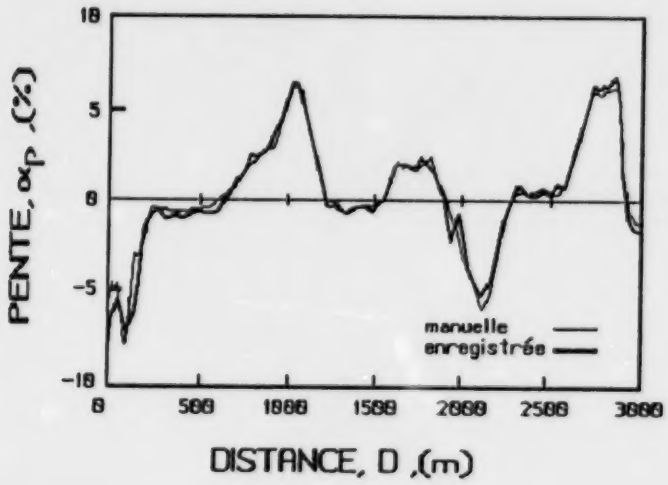


Figure 10.4 Comparaison des pentes
A - courbe obtenue à l'aide du théodolite
B - courbe obtenue à partir des enregistrements sur route

On peut alors utiliser la théorie établie pour calculer et comparer l'influence de plusieurs paramètres sur la demande énergétique d'un véhicule prenant des virages en terrain plat et à vitesse constante, sur une route goudronnée puis sur une route forestière en gravier sec et dur.

La demande énergétique d'un ensemble de transport dans les virages dépend d'une multitude de facteurs, comme: la charge, la vitesse, la longueur du tracteur et de la remorque, l'écartement de leurs essieux, le genre de suspension et de pneumatiques, le gonflage des pneumatiques, la hauteur du centre de gravité, etc.

Le but de cette étude était, tout d'abord d'examiner les conséquences des lois qui obligent les utilisateurs à écarter les essieux de la remorque pour pouvoir augmenter la charge utile, et ensuite de donner aux constructeurs de routes une estimation de ce que les virages coûtent aux utilisateurs, et par conséquent à l'économie nationale. Ils pourront ainsi étudier le meilleur compromis entre le coût de construction des routes et celui de leur utilisation en termes d'énergie dépensée.

Un autre but était aussi de fournir à l'industrie canadienne du transport une comparaison portant sur la consommation de carburant entre les pneus jumelés et les pneus simples équipant la remorque, sur une route goudronnée et sur une route forestière en gravier sec et dur.

En ce qui concerne les comparaisons ci-dessous, on suppose que le camion, la remorque, la charge, la route et le style de conduite sont fixés. Les comparaisons vont alors porter sur différents groupements et types d'essieux ainsi que sur différents types et gonflages de pneus[1].

10.3.1 Comparaison des consommations de carburant et des puissances utilisées entre la remorque à 4 essieux rigides groupés et 4 essieux rigides écartés

Le schéma de l'ensemble avec la remorque à essieux rigides groupés ou écartés est donné à la figure 6.2. Dans le premier cas, on a un écartement total entre le premier et le dernier essieu de 4,21 m, et dans le deuxième cas de 6,03 m. Ces écartements ont été obtenus par le levage, dans le premier cas des deux premiers essieux de la remorque expérimentale, et, dans le deuxième cas du premier et du cinquième essieu. Notons que ces écartements n'ont pas été dictés par les législations provinciales des charges et dimensions.

En utilisant la méthode de calcul établie par FERIC, on va maintenant examiner les résultats concrets avec un ensemble ayant 4 essieux rigides groupés, sur la portion de route goudronnée, pneus jumelés avec un gonflage de 633 kPa.

La figure 10.5 donne la puissance nécessaire pour vaincre toutes les résistances à l'avancement de l'ensemble en fonction de la vitesse sur route, pour différents iso-rayons de courbure des virages. Une première constatation est que la puissance augmente rapidement avec la vitesse, et surtout avec le rayon de courbure des virages. Par exemple, si on utilise une vitesse sur route constante de 16 m/s (58 km/h), on peut voir sur la figure précitée que la différence de puissance entre le point A et le point B, autrement dit entre le rayon de courbure de 1000 m et celui de 100 m, est de 88 kW, ce qui est considérable. La différence de consommation de carburant pour ce même cas est de 19,6 L/h, ou de 42%. Ainsi les virages ont une influence considérable sur la consommation de carburant, et on sait qu'une augmentation de consommation de carburant est généralement accompagnée d'une plus grande usure du train roulant, d'où une influence certaine sur les coûts d'opération.

---

(1) Les résultats numériques qui seront présentés au cours de ces comparaisons ont été obtenus à partir d'un programme informatique basé sur les relations théoriques et empiriques qui ont été vérifiées à l'aide de la figure 10.4.

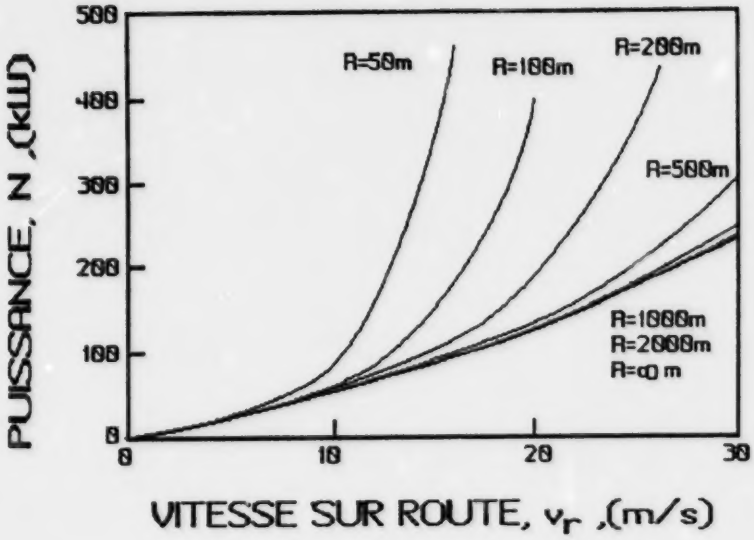


Figure 10.5 Puissance nécessaire pour vaincre les résistances à l'avancement en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux groupés, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée

La figure 10.6 indique la consommation de carburant pour le même ensemble, mais exprimée en litres pour 100 km. Ici, on remarque que les minima de consommation se trouvent à des vitesses allant de 8 à 18 m/s, respectivement pour des rayons de courbure variant de 50 à 2000 m. Étant donné que les rayons les plus fréquents des routes forestières se situent aux alentours de 200 m, la vitesse moyenne la plus économique en virage serait d'environ 12 m/s (43 km/h). Sur les grandes routes canadiennes, dont le rayon le plus fréquent est de 500 m, elle serait d'environ 16 m/s (59 km/h).

Nous allons maintenant examiner le même ensemble chargé, mais avec les 4 essieux de la remorque écartés, sur la route goudronnée et avec le même gonflage de pneus. La figure 10.7 donne les puissances en fonction des vitesses sur route pour différents iso-rayons allant de 50 m à l'infini (ligne droite). On peut y voir une fois de plus que l'influence des rayons de courbure des virages est considérable.

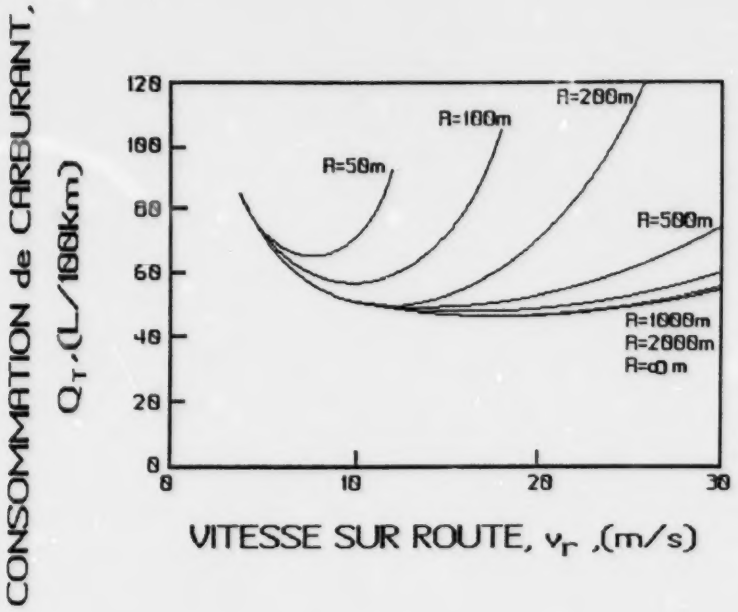


Figure 10.6 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux groupés, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée

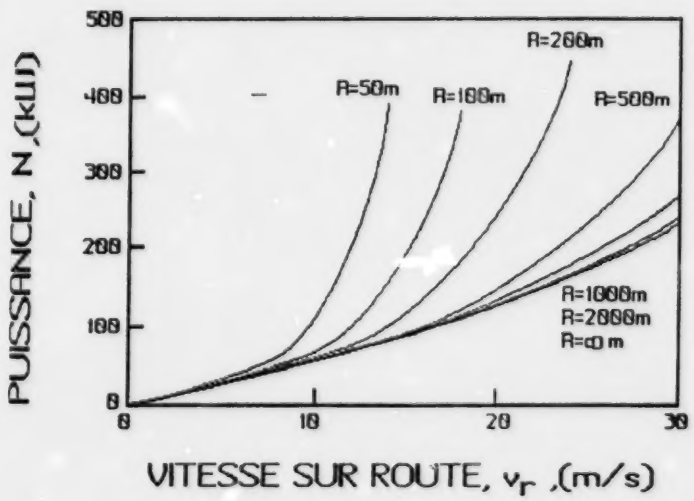


Figure 10.7 Puissance nécessaire pour vaincre les résistances à l'avancement en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux écartés rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée

Quelle est l'influence de l'écartement des essieux sur la demande énergétique d'un ensemble routier? On peut répondre à cette question si on se reporte à la figure précitée, et si on compare, par exemple, la demande en puissance à une vitesse de 16 m/s (58 km/h) pour un rayon de courbure de 200 m, avec la lecture de la figure 10.4 pour les essieux groupés. Cette différence est de 16 kW, soit 13%. La différence de consommation de carburant peut être étudiée à partir des figures 10.8 et 10.9. À la même vitesse et pour le même rayon de courbure, elle est de 3,4 L/h, soit de 9,5%.

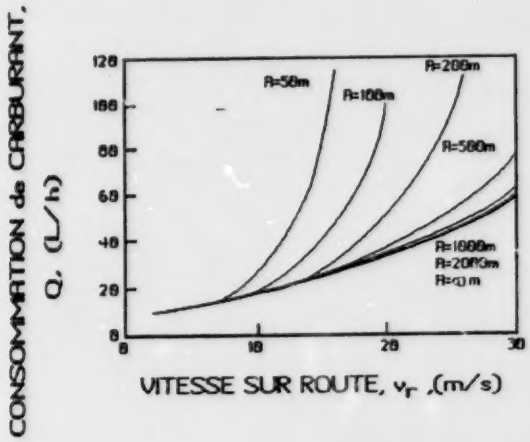


Figure 10.8 Taux horaire de consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux groupés rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée

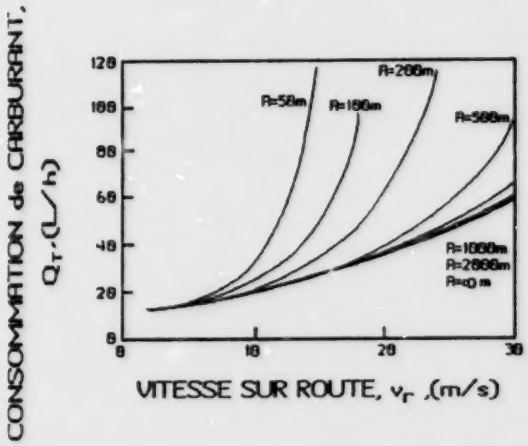


Figure 10.9 Taux horaire de consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux écartés rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée

La figure 10.10 donne les consommations en litres pour 100 km, en fonction de la vitesse sur route, pour différents iso-rayons.

Si on compare les minima de consommation de cette figure avec ceux de la figure 10.6, on se rend compte qu'ils sont décalés. Ceux des essieux écartés se trouvent à des vitesses plus basses, tout en étant supérieurs aux minima de consommation correspondants des essieux groupés.

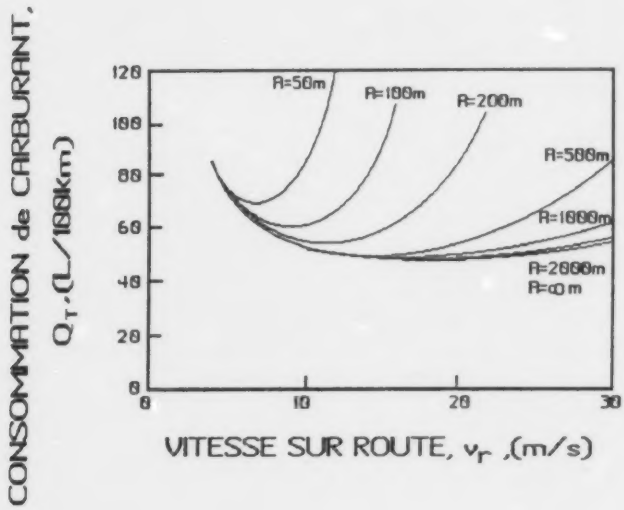


Figure 10.10 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux écartés rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée

Les figures précédentes montrent que les vitesses et les rayons de courbure influencent considérablement la consommation de carburant d'un ensemble routier. D'autre part, l'écartement des 4 essieux d'une remorque est un facteur complémentaire qui influence grandement cette consommation. Il serait très utile d'entreprendre une étude qui opposerait les coûts d'usure des routes et des ponts contre la consommation de carburant, l'usure des machines roulantes et l'usure latérale du revêtement des routes que provoque dans un virage une remorque munie d'essieux écartés rigides.

Pour vérifier l'influence du gonflage avec les pneus jumelés, on a utilisé l'ensemble avec 4 essieux rigides groupés, à des gonflages de 773 kPa (110 lb/po.ca.) au lieu de 633 kPa (90 lb/po.ca.). Sur les figures 10.6 et 10.11, on donne les consommations en litres pour 100 km pour les deux gonflages considérés. Si, par exemple, on compare ces consommations à la vitesse sur route de 16 m/s (58 km/h) et avec un rayon de courbure de 200 m, on a, dans le cas du gonflage de 773 kPa, 7,7% de moins qu'avec le gonflage de 633 kPa. Cette différence, dans les virages et sur une route goudronnée, est moins élevée que celle qu'on a obtenue par le passé [22] sur des portions droites.

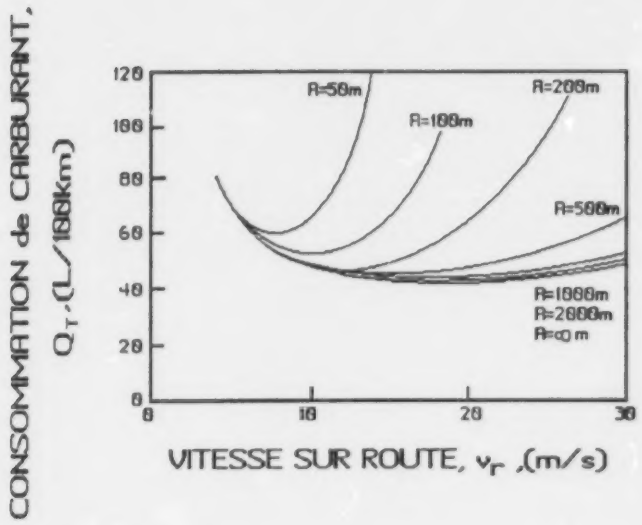


Figure 10.11 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux groupés rigides, pneus jumelés, gonflage 773 kPa, route goudronnée

Avec les mêmes 4 essieux rigides en version groupés et écartés, on a comparé les pneus jumelés avec les pneus simples (voir le chapitre 3 pour la description des pneus).

Les figures 10.12 et 10.13 relatives à la configuration: essieux groupés et pneus simples, donnent respectivement la puissance et la consommation en litres par 100 km en fonction des vitesses sur route pour différents rayons de courbure des virages.

Si on se reporte aux figures 10.6 et 10.13, pour comparer pneus simples contre pneus jumelés, on a par exemple, pour une vitesse de 16 m/s (58 km/h), pour un rayon de 200 m, pour un gonflage de 663 kPa et sur une route goudronnée, une différence en consommation de carburant d'environ 14,4%. La figure 10.14 donne une comparaison entre les pneus simples et les pneus doubles pour trois gonflages (492, 633 et 773 kPa), et pour le rayon de 200 m, essieux groupés sur la route goudronnée.

Les comparaisons précédentes ont été répétées en supposant que la route est de type forestier, en gravier sec et dur.

On présente ici quelques résultats les plus significatifs. La figure 10.15 donne des consommations en litres pour 100 km en fonction des vitesses sur route pour différents rayons avec les pneus doubles gonflés à 633 kPa (90 lb/po.ca.) et les essieux groupés, unité essayée sur la route en gravier. Si on compare la consommation à une vitesse de 16 m/s (58 km/h), et pour un rayon de 200 m, pour la même configuration sur les deux types de route on a une différence de 26,7%, soit environ 20 L pour 100 km.

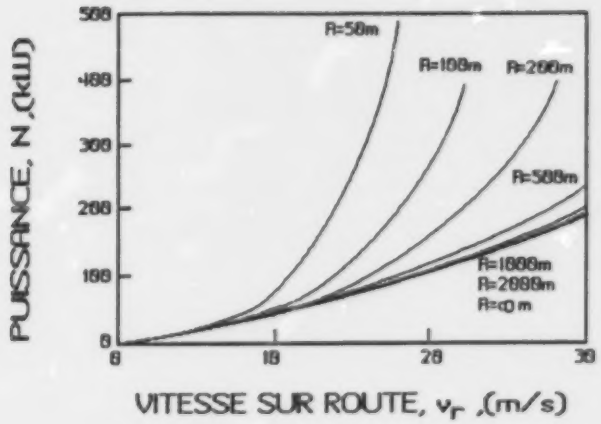


Figure 10.12 Puissance nécessaire pour vaincre les résistances à l'avancement en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux groupés rigides, pneus simples, gonflage 633 kPa, route goudronnée

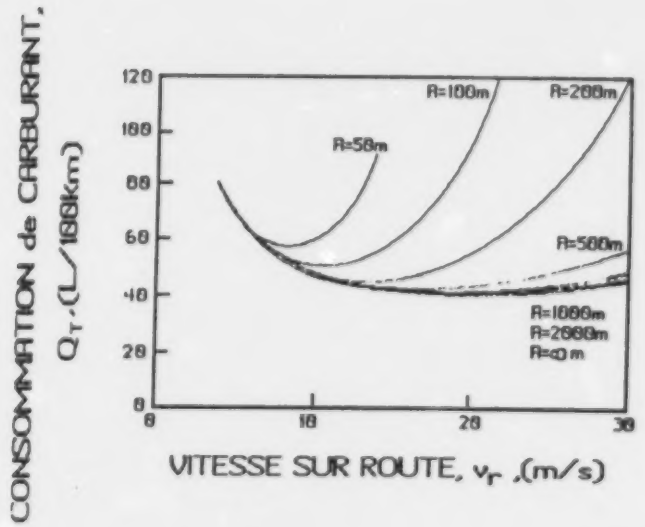


Figure 10.13 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux groupés rigides, pneus simples, gonflage 633 kPa, route goudronnée

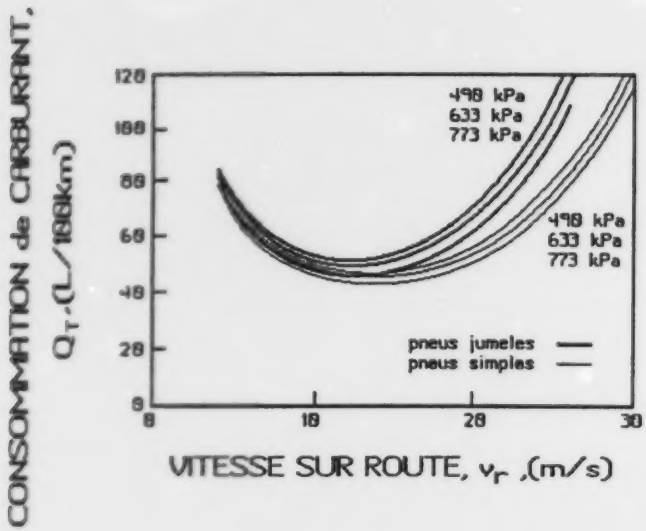


Figure 10.14 Comparaison de la consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route entre les pneus jumelés et les pneus simples: essieux groupés rigides, route goudronnée, rayon de courbure de 200 m, trois gonflages différents

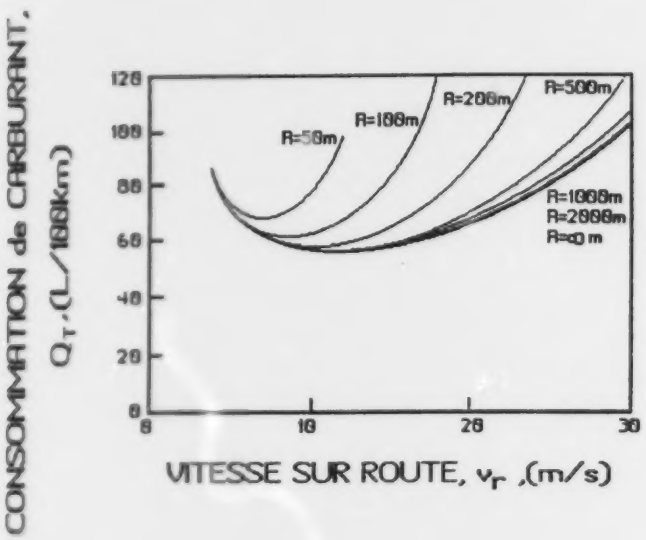


Figure 10.15 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: essieux groupés rigides, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route en gravier

Si on reste sur la route goudronnée, la consommation augmente de 8,3 litres pour 100 km en passant de la ligne droite à une courbure de 200 m de rayon, tandis qu'elle augmente de 12,4 litres pour 100 km sur la route en gravier (voir le tableau 10.1).

Tableau 10.1 Comparaison des consommations de carburant selon le type de surface de roulement et le rayon de courbure: essieux groupés, pneus jumelés, vitesse de 16 m/s

Rayon \ Type de surface	Goudron	Gravier
infini	46,97	63,06
200	55,29	75,47

La figure 10.16 donne les consommations en litres pour 100 km sur le gravier, pour les 4 essieux groupés, les pneus jumelés et trois gonflages (490, 633 et 773 kPa). Les différences de consommation sont de 6,07 L pour 100 km entre 490 et 773 kPa et de 0,37 L pour 100 km entre 633 et 773 kPa soit 7,5% et 0,5%. La petite différence entre les gonflages de 773 kPa et de 633 kPa témoigne du fait que le minimum de consommation se trouve entre ces deux gonflages, ce qui confirme les résultats présentés dans [22] (page 19).

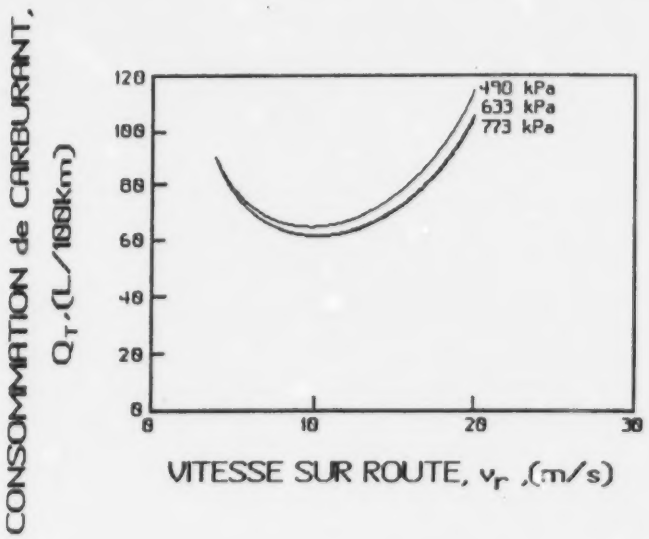


Figure 10.16 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route: essieux groupés rigides, pneus jumelés, route en gravier, rayon de courbure de 200 m, trois gonflages différents

10.3.2 Comparaison des consommations de carburant et des puissances utilisées, entre la remorque à 4 essieux rigides écartés, à 3 essieux rigides écartés et 1 essieu autosuiveur, et à 2 essieux rigides écartés et 2 essieux autosuiveurs

On vient d'examiner les résultats obtenus avec le même camion, la même remorque, mais avec ses 4 essieux d'abord groupés et ensuite écartés, sur une route goudronnée et une route forestière en gravier sec et dur, avec des pneus jumelés et simples et avec différents gonflages, pour une même masse totale de 48 220 kg.

Une des constatations les plus importantes est que la puissance demandée et la consommation de carburant ont augmenté considérablement avec l'augmentation de la distance entre le premier et le dernier essieu de la remorque (dans le cas présent 1,82 m), c'est-à-dire avec l'écartement des essieux. Sachant que cet écartement cause des problèmes aux utilisateurs, on a décidé d'examiner d'abord l'effet d'un essieu autosuiveur monté à l'avant, et de laisser les autres rigides (l'essieu autosuiveur est équipé de roues qui suivent la direction de la remorque; pour la description, voir chapitre 3).

La figure 10.17 donne les puissances en fonction des vitesses pour les rayons de courbure allant de 50 m à l'infini (ligne droite) pour un ensemble équipé de 3 essieux rigides et un autosuiveur, avec les pneus jumelés, gonflés à 633 kPa (90 lb/po.ca.), et sur une route goudronnée. La comparaison, par exemple, des puissances à une vitesse de 16 m/s (58 km/h), avec un rayon de courbure de 200 m, entre les quatre essieux rigides et écartés et l'ensemble décrit donne une différence de 13 kW, soit 10%.

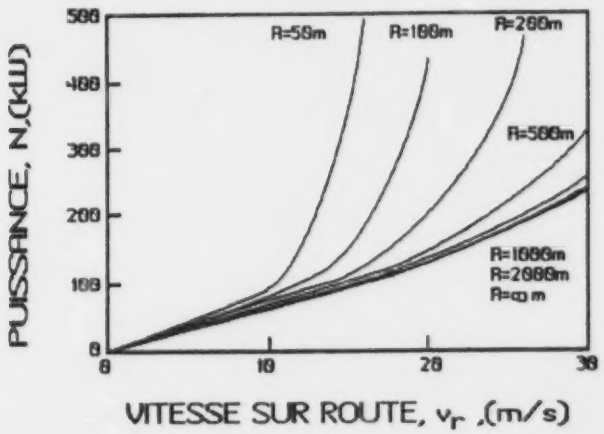


Figure 10.17 Puissance demandée en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: 3 essieux rigides, 1 essieu autosuiveur, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée

Si on se reporte aux figures 10.18 et 10.19 donnant les consommations respectivement en L/h et en litres pour 100 km, pour un essieu autosuiveur, sur lesquelles on a aussi indiqué les consommations obtenues avec les quatre essieux rigides et écartés (extraites des figures 10.9 et 10.10), pour des rayons de courbure de 200 m et de 500 m, on constate à la vitesse de 16 m/s une différence de 8% ou de 5 L pour 100 km. La même comparaison, avec un rayon de courbure de 500 m, donne une différence de 1,5% ou de 0,8 L pour 100 km.

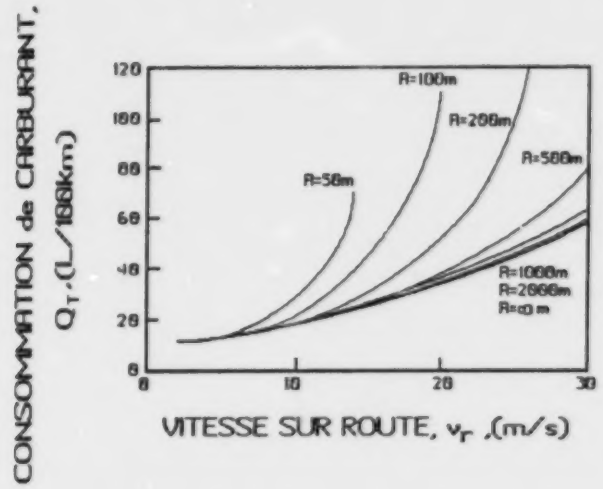


Figure 10.18 Taux horaire de consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: 3 essieux rigides, 1 essieu autosuiveur, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée

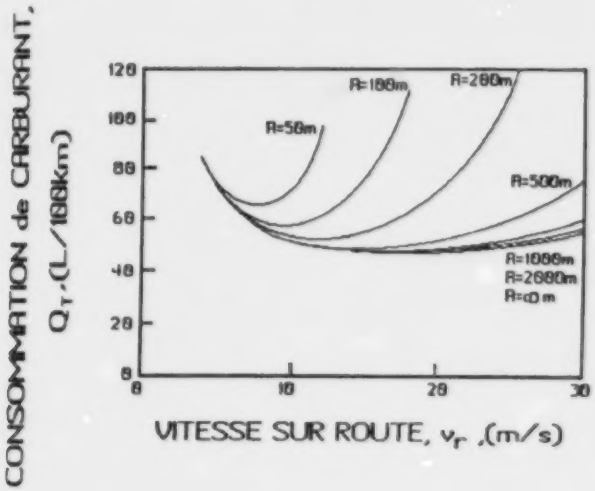


Figure 10.19 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: 3 essieux rigides, 1 essieu autosuiveur, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée

L'étude a été poursuivie avec l'addition d'un deuxième essieu autosuiveur à l'arrière de la remorque. Les figures 10.20 et 10.21 donnent la puissance demandée et la consommation en litres pour 100 km en fonction des vitesses sur route pour différents rayons de courbure des virages.

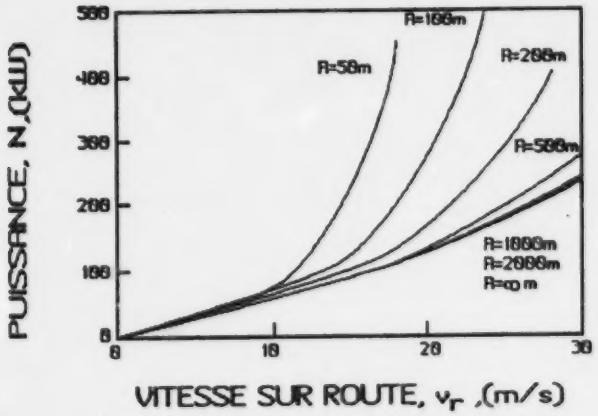


Figure 10.20 Puissance nécessaire pour vaincre les résistances à l'avancement en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: 2 essieux rigides, 2 essieux autosuiveurs, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée

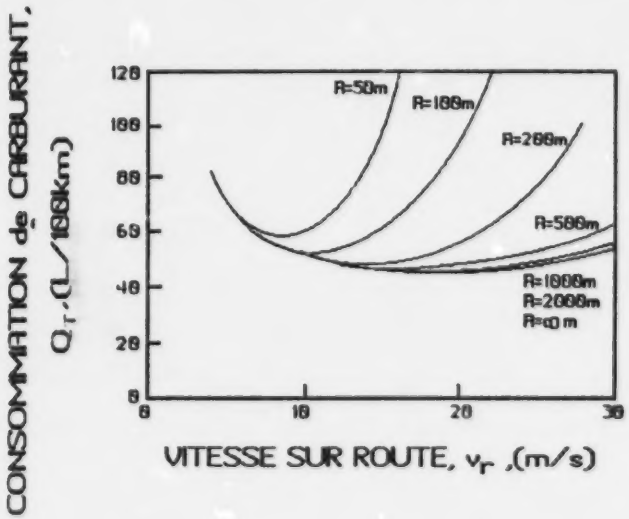


Figure 10.21 Consommation de carburant en fonction de la vitesse sur route pour différents rayons de courbure: 2 essieux rigides, 2 essieux autosuiveurs, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route goudronnée

Si on compare la puissance demandée avec un ensemble à deux essieux autosuiveurs (version écartés) montés sur la remorque, contre quatre essieux rigides et écartés et contre trois essieux rigides et un autosuiveur, on aura respectivement des différences de 26 kW et de 13 kW, soit 20% et 11%, et des différences de consommation de 16% et de 8,7%. Ces mêmes différences, pour un rayon de courbure de 500 m, deviennent respectivement de 3,1% et de 1,6%. Ces résultats se comparent favorablement avec ceux enregistrés sur route lors des essais, qui sont de 9% et de 4%, pour un voyage de 6 km comportant des courbes de différents rayons. Considérant que les rayons les plus fréquents de courbure des virages des routes forestières se trouvent aux alentours de 200 m, on peut dire que le montage de deux essieux autosuiveurs aux extrémités de la remorque fera réaliser dans les virages une économie substantielle de carburant (environ 16%), et sur les routes provinciales, d'environ 3% (unités chargées). Il y aura, de plus, une économie substantielle du côté usure du train roulant et fatigue de la structure de la remorque. Cela est très bien illustré par les figures 10.22 et 10.23, qui montrent quel énorme effort latéral subit la plate-forme de la remorque expérimentale avec les quatre essieux rigides. On y voit clairement les différences des flèches de déformations entre la remorque équipée des quatre essieux rigides et écartés contre deux essieux rigides et deux essieux autosuiveurs.

Figure 10.22 Déformation de la plateforme de la remorque équipée de quatre essieux rigides écartés dans un virage

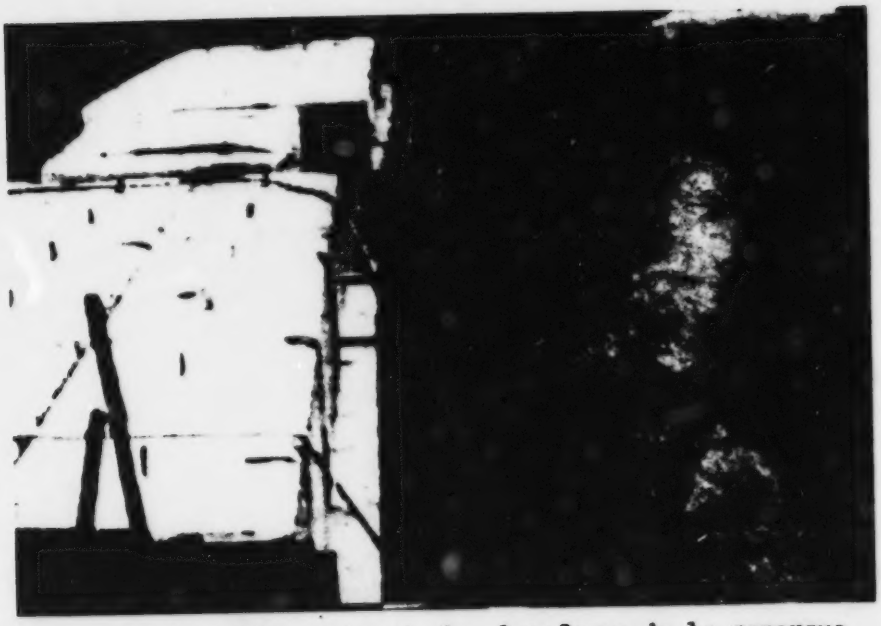


Figure 10.23 Déformation de la plateforme de la remorque équipée de deux essieux rigides et de deux essieux autosuiveurs dans le même virage que celui de la figure 10.22

En outre, la solution utilisant des essieux autosuiveurs permettrait de respecter la législation actuelle sans subir l'inconvénient de quatre essieux rigides écartés dans les virages et de ne pas être obligé d'éliminer le premier essieu de la remorque.

La contrepartie d'une telle solution serait, bien sûr, une augmentation du prix d'achat, un poids propre plus élevé d'environ 350 kg, et un entretien probablement plus coûteux.

Nous allons maintenant examiner les effets de différentes combinaisons du train roulant sur la route en gravier.

Les figures 10.24 et 10.25 donnent la comparaison des puissances et des consommations en litres pour 100 km, pour les 4 essieux écartés rigides contre 3 essieux rigides et un autosuiveur, et deux essieux rigides et deux autosuiveurs, pneus jumelés gonflés à 633 kPa (90 lb/po.ca.), sur gravier, pour un rayon de courbure de 200 m.

À une vitesse de 16 m/s (58 km/h), les différences de consommation, en litres pour 100 km, sont respectivement de 7,2 et de 14,6, soit 8,6% et 17,3%. Les minima de consommation se trouvent près de la vitesse de 11 m/s (40 km/h) pour les trois versions (camion chargé). Par exemple, si la vitesse moyenne du camion chargé passe de 40 à 72 km/h avec la configuration comportant deux essieux autosuiveurs, on aura une augmentation de consommation de 25 L pour 100 km, soit 20% pour un rayon de courbure de 200 m (ce qui est le cas le plus fréquent dans les opérations forestières). Cette différence prouve qu'il sera très utile d'étudier la vitesse en virage la plus économique compte tenu des desiderata de production des opérations forestières ou autres.

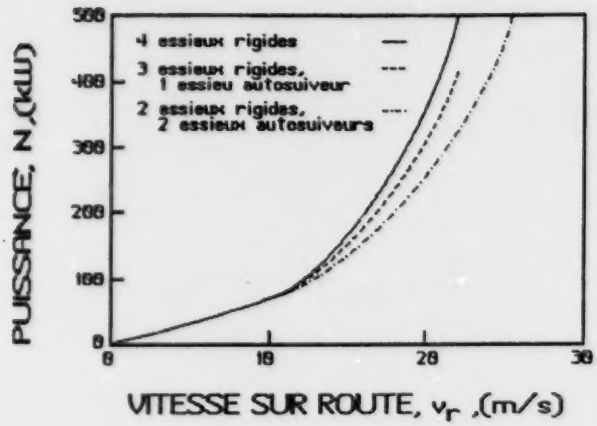


Figure 10.24 Comparaison des puissances nécessaires pour vaincre les résistances à l'avancement en fonction de la vitesse sur route selon la configuration des essieux avec: pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route en gravier, rayon de courbure de 200 m

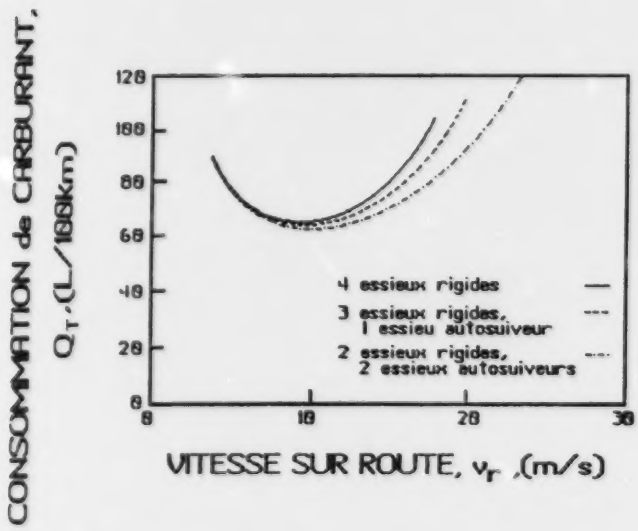


Figure 10.25 Comparaison des consommations de carburant en fonction de la vitesse sur route selon la configuration des essieux avec: pneus jumelés, gonflage 633 kPa, route en gravier, rayon de courbure de 200 m

La figure 10.26 donne une comparaison des consommations en litres pour 100 km entre 3 essieux rigides écartés et un autosuiveur, et 2 essieux rigides écartés et 2 autosuiveurs, sur une route en gravier, avec des pneus simples gonflés à 633 kPa (90 lb/po.ca.) et pour un rayon de courbure de 200 m. À une vitesse sur route de 16 m/s (58 km/h), on a une différence de consommation de 3,5 L pour 100 km, soit 6%. Si on compare, dans les mêmes conditions, le même ensemble mais avec 4 essieux rigides écartés avec l'ensemble à 2 essieux autosuiveurs, on aura une différence de consommation d'environ 11,5%. Cette différence, obtenue par calcul, se compare très favorablement à celle de 9% qui a été trouvée lors d'essais analogues sur route. Cette similitude entre la consommation calculée et la consommation mesurée est une autre preuve de la validité de la méthode FERIC pour calculer les performances d'un ensemble routier dans le cadre du SICMER.

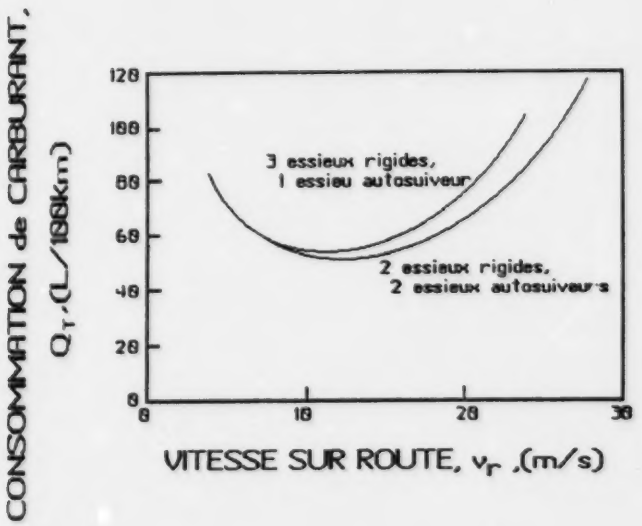


Figure 10.26 Comparaison des consommations de carburant en fonction de la vitesse sur route selon la configuration des essieux avec: pneus simples, gonflage 633 kPa, route en gravier, rayon de courbure de 200 m

Nous allons maintenant comparer, à l'aide des figures 10.27 et 10.28, les consommations en litres pour 100 km entre la route goudronnée et la route en gravier pour trois essieux rigides écartés et un autosuiveur, et deux essieux rigides écartés et deux autosuiveurs, avec des pneus doubles gonflés à 633 kPa (90 lb/po.ca.). Par exemple, avec un essieu autosuiveur et trois rigides, on a une différence de consommation de 20,7 L pour 100 km, soit 27% de plus pour une route en gravier. Avec deux essieux rigides écartés et deux autosuiveurs, sur les deux mêmes routes, on a une différence de 18,2 L pour 100 km, soit 26%. La différence entre les deux routes reste donc la même, que ce soit avec un essieu ou deux essieux autosuiveurs. Ces différences correspondent très bien à celle de 28% qui avait été obtenue à la même vitesse et pour le même poids sur une route en goudron contre une route en gravier lors d'essais antérieurs ([22] pages 6 et 7).

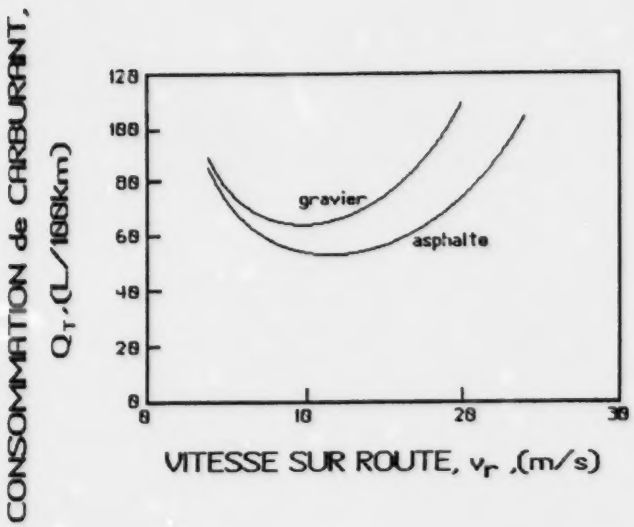


Figure 10.27 Comparaison des consommations de carburant en fonction de la vitesse sur route selon le type de route avec: 3 essieux rigides, 1 essieu autosuiveur, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, rayon de courbure 200 m

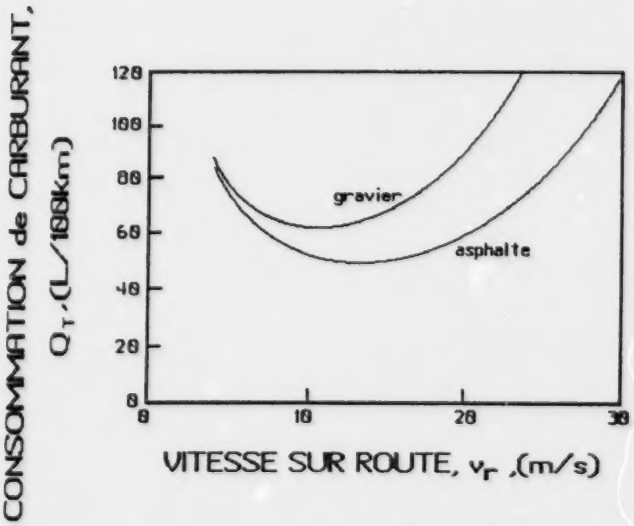


Figure 10.28 Comparaison des consommations de carburant en fonction de la vitesse sur route selon le type de route avec: 2 essieux rigides, 2 essieux autosuiveurs, pneus jumelés, gonflage 633 kPa, rayon de courbure 200 m

La figure 10.29 donne la comparaison des consommations en litres pour 100 km sur une route en gravier avec des pneus simples contre des pneus jumelés, gonflés à 633 kPa (90 lb/po.ca.), et avec trois essieux rigides et un autosuiveur (version écartés). La différence de consommation, à 16 m/s (58 km/h) pour un rayon de 200 m, est d'environ 18,4 L pour 100 km, soit 24%. Cette différence devient 13,1 L pour 100 km, ou 20%, avec un rayon de courbure de 500 m.

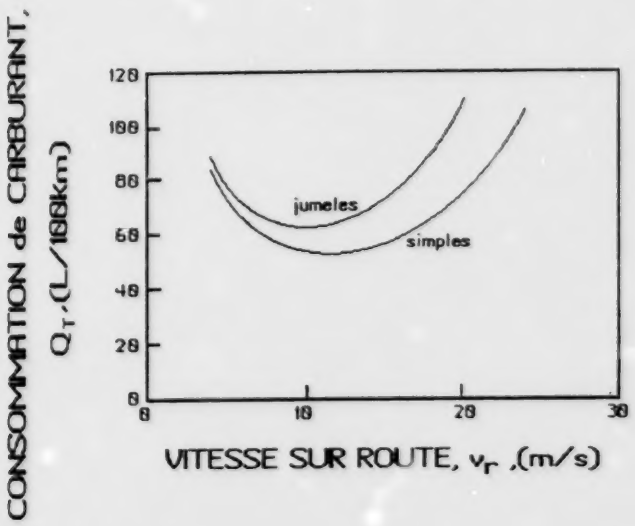


Figure 10.29 Comparaison des consommations de carburant en fonction de la vitesse sur route selon le type de pneus avec: 3 essieux rigides, 1 essieu autosuiveur, gonflage 633 kPa, route en gravier, rayon de courbure de 200 m

10.3.3 Étude analytique de cas particuliers

Nous allons maintenant récapituler et commenter certaines différences en consommation de carburant, qui concernent le plus les législateurs et les utilisateurs.

Les calculs qui ont été développés lors de cette étude ont porté sur deux types de pneus avec trois gonflages différents, quatre configurations d'essieux et deux types de surface de roulement. Les différentes combinaisons de tous ces éléments sont regroupées dans le tableau 10.2. Dans ce même tableau on a indiqué quelques valeurs de la consommation en litres pour 100 km relatives à une vitesse constante sur route de 16 m/s (58 km/h) sur une courbe de rayon de 200 m, et à une vitesse constante sur route de 22 m/s (80 km/h) sur une courbe de rayon de 500 m. Ces valeurs vont nous servir à établir certaines comparaisons dans les parties a) à d) suivantes.

Tableau 10.2 Combinaisons du train roulant de la remorque qui ont été utilisées lors des essais avec indication de certaines valeurs de la consommation en L/100 km*

				(A)**	(B)***
4 Essieux rigides (écartés)	Route en goudron	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa		
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	61.12	56.35
	Route en gravier	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa	62.09	63.75
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	84.21	90.41
4 Essieux rigides (groupés)	Route en goudron	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa	49.16 47.35 44.50	47.17 45.04 42.08
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	57.49 55.29 51.02	55.68 52.89 48.32
	Route en gravier	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa		
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	81.17 75.47 75.10	94.06 84.99 84.95
3 Essieux rigides (écartés) et 1 essieu autosuiveur	Route en goudron	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa		
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	56.30	53.49
	Route en gravier	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa	58.62	61.85
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	76.98	85.92
2 Essieux rigides (écartés) et 2 essieux autosuiveur	Route en goudron	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa		
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	51.38	50.56
	Route en gravier	Pneus simples	490 kPa 633 kPa 773 kPa	55.15	59.64
		Pneus jumelés	490 kPa 633 kPa 773 kPa	69.62	81.34

* Les consommations sont obtenues par la méthode de calcul FERIC, qui utilise des coefficients calculés à partir des enregistrements sur route en tant que données d'entrée à la théorie classique du mouvement sur route d'un véhicule articulé à plusieurs essieux.

** (A) Une vitesse sur route de 16 m/s (58 km/h) et un rayon de courbure de 200 m.

*** (B) Une vitesse sur route de 22 m/s (80 km/h) et un rayon de courbure de 500 m.

a) Différences de consommations, en litres pour 100 km, dues à l'augmentation de l'écartement des 4 essieux rigides de 1,82 m (cas essayés sur la route par FERIC) - (la comparaison se fait par rapport aux essieux rigides groupés).

À la lecture du tableau 10.2, dans le cas des pneus jumelés gonflés à 633 kPa et sur route goudronnée, on constate une différence de:

cas forestier: 5,83 L pour 100 km, soit 9,5%, avec un rayon de 200 m et à une vitesse de 16 m/s (58 km/h),
cas général: 3,4 L pour 100 km, soit 6,1%, avec un rayon de 500 m et à une vitesse de 22 m/s (80 km/h).

Ces différences prouvent que l'écartement des essieux de la remorque, toutes autres conditions étant égales par ailleurs, augmente la consommation de carburant sur les routes, et par conséquent l'usure du train roulant de la remorque.

Si la vitesse moyenne dans le cas forestier passe de 16 à 20 m/s sur un rayon de courbure de 200 m on aura une augmentation de consommation de:

- 19% avec les essieux groupés rigides,
- 27% avec les essieux écartés rigides,

ce qui veut dire que l'augmentation de la vitesse moyenne dans les virages de 58 à 72 km/h augmente considérablement la consommation de carburant, sans parler de l'augmentation de l'usure des ensembles routiers.

Si par contre, la vitesse dans les virages descend de 16 m/s (58 km/h) à 12 m/s (43 km/h), on aura respectivement des réductions de 6,3% et de 12,3% selon la configuration des essieux.

Ceci prouve que la vitesse sur la route, dans le cas des opérations forestières, est un facteur très important, qui influence les coûts des opérations.

Si maintenant on garde la même vitesse sur route, de 16 m/s dans le cas des opérations forestières, et on considère que le rayon le plus fréquent de courbure des routes a été augmenté de 200 à 500 m, en moyenne, on aura une diminution de consommation dans les virages de:

- 13% avec les essieux groupés rigides,
- 19,5% avec les essieux écartés rigides.

Ces différences prouvent que l'industrie forestière aurait tout intérêt à éliminer, dans la mesure du possible, les courbes à faible rayon de courbure sur ses routes, sur la base d'une étude coût/bénéfice plus spécifique.

Dans le cas du transport général, en gardant le même rayon de courbure de 500 m et en passant d'une vitesse moyenne de 22 m/s (80 km/h) à 26 m/s (94 km/h), on aura des augmentations de consommation dans les virages de:

- 14,4% avec des essieux groupés,
- 20,1% avec des essieux écartés.

Ceci est accompagné, bien entendu, d'une usure plus élevée des éléments des ensembles routiers. Les compagnies de transport général doivent être très attentives à cet élément de vitesse, et l'étudier en fonction de leurs besoins.

b) Différences dues à l'utilisation des pneus simples contre des pneus jumelés gonflés à 633 kPa, montés sur 4 essieux groupés rigides, sur une route goudronnée.

À partir du tableau 10.2, on trouve une différence de consommation de:

cas forestier: 7,94 L/100 km, soit 14,4% avec un rayon de courbure de 200 m, à une vitesse de 16 m/s (58 km/h).
cas général: 7,85 L/100 km, soit 14,8% avec un rayon de courbure de 500 m, et à une vitesse de 22 m/s (80 km/h).

Ces différences entre les pneus simples et les pneus jumelés sont comparables à celles trouvées lors d'essais antérieurs qui étaient de 18% [22], bien qu'elles soient nettement supérieures à celles observées lors des essais effectués dans le cadre du présent projet.

c) Différences de consommation dues à l'adjonction de deux essieux autosuiveurs à la place des deux essieux rigides et écartés se trouvant aux extrémités des 4 essieux de la remorque

Sur le tableau 10.2, dans le cas des pneus jumelés gonflés à 633 kPa et sur route goudronnée, on lit des différences de:

cas forestier: 9,74 L/100 km, soit 15,9% avec un rayon de courbure de 200 m, à une vitesse sur route de 16 m/s (58 km/h).
cas général: 5,79 L/100 km, soit 10,3% avec un rayon de courbure de 500 m, à une vitesse sur route de 22 m/s (80 km/h).

Ces différences témoignent du fait que l'utilisation de deux essieux autosuiveurs entraîne non seulement une réduction notable de la consommation de carburant, mais permet également de résoudre certains problèmes actuels d'utilisation de remorques à essieux écartés, tout en satisfaisant aux législations sur les charges et dimensions.

d) Différences de consommation dues aux opérations sur les routes goudronnées et les routes en gravier

Sur le tableau 10.2, dans le cas des pneus jumelés gonflés à 633 kPa et sur route goudronnée, on lit les différences suivantes:

Essieux rigides et écartés

cas forestier: 23,09 L/100 km, soit 27,4% avec un rayon de 200 m, à une vitesse de 16 m/s (58 km/h).
cas général: 34,06 L/100 km ou 37,7% avec un rayon de 500 m, à une vitesse de 16 m/s (58 km/L).

Deux essieux rigides et deux essieux autosuiveurs (version écartées)

cas forestier: 18,24 L/100 km ou 26% avec un rayon de 200 m, à une vitesse de 16 m/s (58 km/h).
cas général: 30,78 L/100 km ou 38% avec un rayon de 500 m, à une vitesse de 22 m/s (80 km/h).

Les différences relatives, dues au revêtement de la route, restent pratiquement les mêmes que ce soit avec les 4 essieux rigides et écartés ou avec 2 essieux rigides et 2 essieux autosuiveurs.

Ces énormes différences montrent, particulièrement dans le cas de l'industrie forestière, que les études doivent être faites pour déterminer jusqu'à quel point les surfaces et peut-être même les fondations des routes doivent être améliorées sans pour autant trop investir.

Il est intéressant de noter ici que si dans l'industrie forestière on utilisait sur le gravier la solution avec deux essieux autosuiveurs et les pneus simples, on aurait des consommations plus basses qu'avec des ensembles à 4 essieux rigides et écartés sur le goudron. La différence dans ce cas serait de 1,58 L/100 km, ou 2,6%, de moins. De plus, de nombreux problèmes de manoeuvre avec des ensembles dans la forêt et des problèmes d'usure exagérée seraient éliminés.

Dans le cas général du transport sur les routes provinciales goudronnées, on a une différence de consommation de 2,32 L/100 km ou de 4,4% de moins avec un train roulant de la remorque équipé de deux essieux autosuiveurs et pneus jumelés par rapport aux 4 essieux rigides, groupés avec les mêmes pneus jumelés et sur les mêmes routes. Autrement dit, en utilisant un train roulant de la remorque avec deux essieux autosuiveurs, non seulement on épargne du carburant par rapport à la solution de 4 essieux rigides et groupés, mais aussi on évite certains problèmes de manoeuvre sur route. Par contre avec l'essieu expérimental nous avons remarqué qu'il faut prévoir une plus grande section droite afin d'enclencher le système de blocage pour effectuer une marche arrière. Actuellement au Canada, les utilisateurs sur route paieraient le coût de 6,1% de plus en consommation de carburant dans les virages et un montant au moins aussi élevé pour l'usure exagérée des unités de transport à cause de l'utilisation des essieux rigides écartés. La question est de savoir s'il s'agit d'une solution économique pour satisfaire la législation sur les masses et dimensions.

Il pourrait alors être avantageux, dans le cas des remorques à essieux écartés, d'envisager l'installation d'essieux autosuiveurs.

Si de plus on utilisait des pneus simples à large bande de roulement, on pourrait réaliser une économie en carburant de l'ordre de 15% (valeur moyenne pour des trajets en charge et à vide)(1) et une économie comparable en ce qui concerne l'usure du véhicule.

Pour être sûr que les essieux autosuiveurs et les pneus à large bande de roulement sont une réponse aux problèmes actuels sur route, on doit d'abord vérifier que les suspensions sont compatibles avec cette nouvelle technologie. Par exemple, les suspensions indépendantes à air qui permettent une répartition uniforme de la charge sur les essieux, et qui sont contrôlées à partir de la cabine non seulement seraient une réponse possible aux problèmes que pose l'utilisation des essieux autosuiveurs et des pneus simples, mais également permettrait un meilleur contrôle de la charge utile et une meilleure marche à vide en dégonflant les chambres à air de la suspension.

Dans l'intérêt national on recommande ici de continuer l'étude d'application de ces nouvelles technologies et d'adapter les nouvelles lois des charges et dimensions sur route.

---

(1) La différence de consommation pour l'unité à vide a été estimée à partir d'essais antérieurs.

11. SYNTHÈSE DE L'ÉTUDE DES INTERRELATIONS DANS LE CADRE DU SICMER

Le but principal de la présente étude était de trouver une méthode qui relierait les actions du conducteur aux performances du camion, sur une route donnée, en tenant compte de l'environnement dans lequel on opère.

Dans le chapitre 2 on a illustré les relations entre les éléments du SICMER, et dans le chapitre 4 on a étudié les liaisons entre ces éléments en se servant des enregistrements directement recueillis sur la route. Il est nécessaire de connaître les lois qui régissent ces liaisons pour établir une méthode d'étude du SICMER.

Les graphiques ci-dessous explicitent la méthode que FERIC a établie pour l'examen de ces interrelations et sur la figure 11.1 on présente un nomogramme construit à partir des différents diagrammes présentés.

En ce qui concerne les variables utilisées dans ces diagrammes il faut noter que:

- le couple développé au couplemètre, le taux horaire de consommation, la température du carburant, la vitesse sur route, la vitesse du moteur, la dépression de l'accélérateur et le déplacement de la crémaillère sont obtenus par mesure directe sur route;
- les deux vitesses mesurées permettent de déterminer le rapport de boite utilisé, le couple mesuré au couplemètre est ramené au moteur par division par le rapport de boite (sans tenir compte des pertes dans la boite de vitesses), tandis que la puissance est calculée à partir du couple moteur et de la vitesse de rotation du moteur;
- la consommation spécifique, le taux de consommation par cycle, le facteur dynamique et le rapport du couple moteur à la vitesse du moteur sont obtenus par calcul.

a) Diagrammes des performances du moteur:

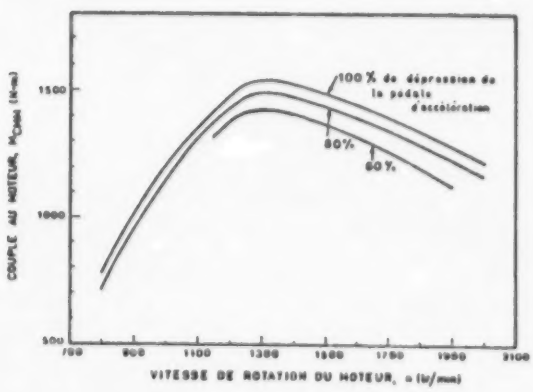


diagramme D.1

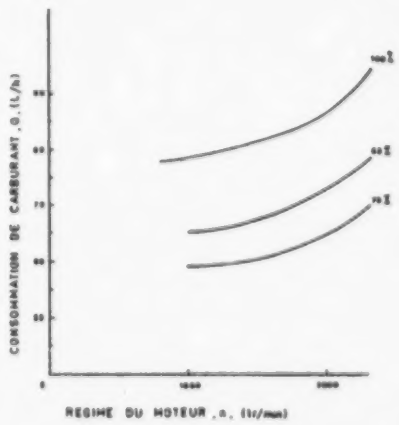


diagramme D.2

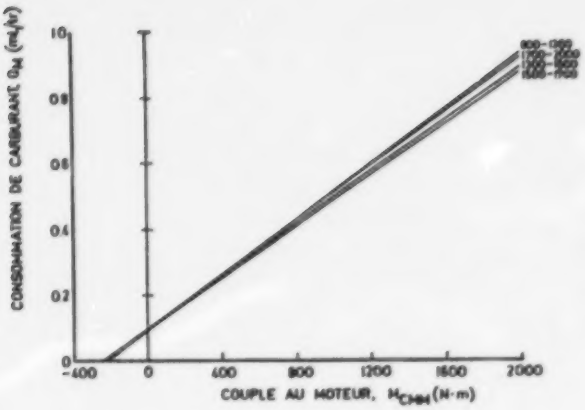


diagramme D.3

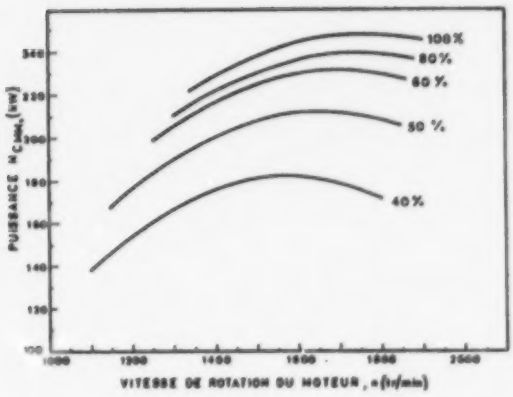


diagramme D.4

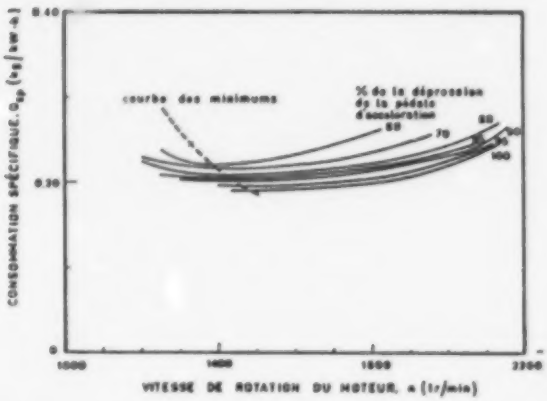


diagramme D.5

b) Diagrammes de la liaison chauffeur-moteur:
ils permettent de passer de l'action du chauffeur aux performances du moteur et réciproquement, à n'importe quel moment sur la route.

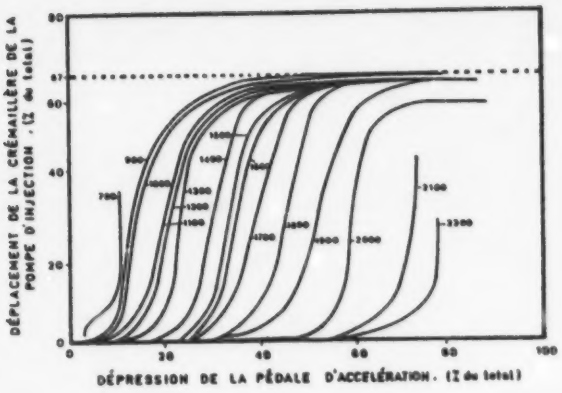


diagramme D.6

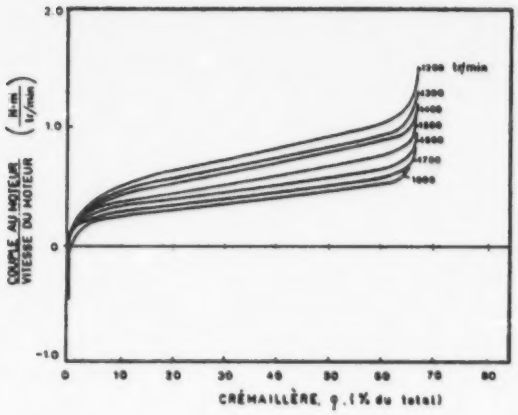


diagramme D.7

c) Diagramme du passage du moteur aux roues tractrices:
en se servant du diagramme D.1 on peut maintenant passer par le rapport de la transmission et le rapport de l'essieu arrière et retrouver la force de traction aux roues en divisant le couple ainsi calculé par le rayon des roues tractrices. La division de cette force tractrice par le poids de l'ensemble donne le facteur dynamique. Si on représente ces facteurs en fonction de la vitesse sur route (obtenue à partir de la vitesse du moteur) on a le diagramme de traction pour l'ensemble donné et pour un rapport d'essieu arrière donné. Sur ce même diagramme on indique les courbes de pleine charge du moteur et certaines courbes de charge partielle.

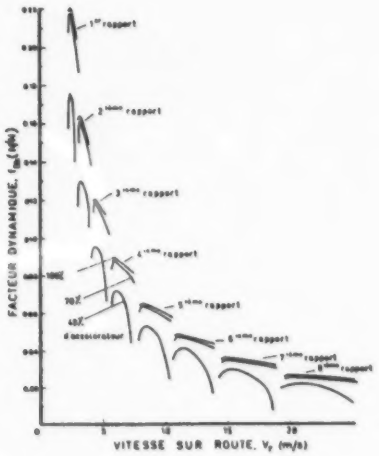


diagramme D.8

d) Diagramme d'équilibre sur route entre la traction et la résistance: obtenu à partir du diagramme précédent en traçant les courbes de pleine charge du facteur dynamique en fonction de la vitesse sur route pour différents rapports d'essieu arrière ainsi que les courbes de résistance spécifique totale.

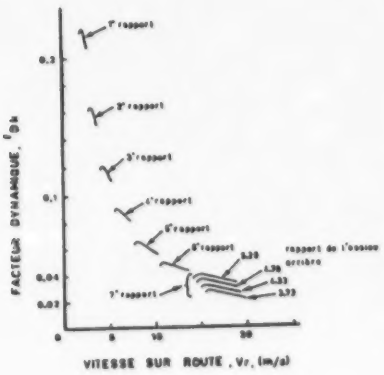


diagramme D.9

e) Nomogramme récapitulatif et exemple d'utilisation:

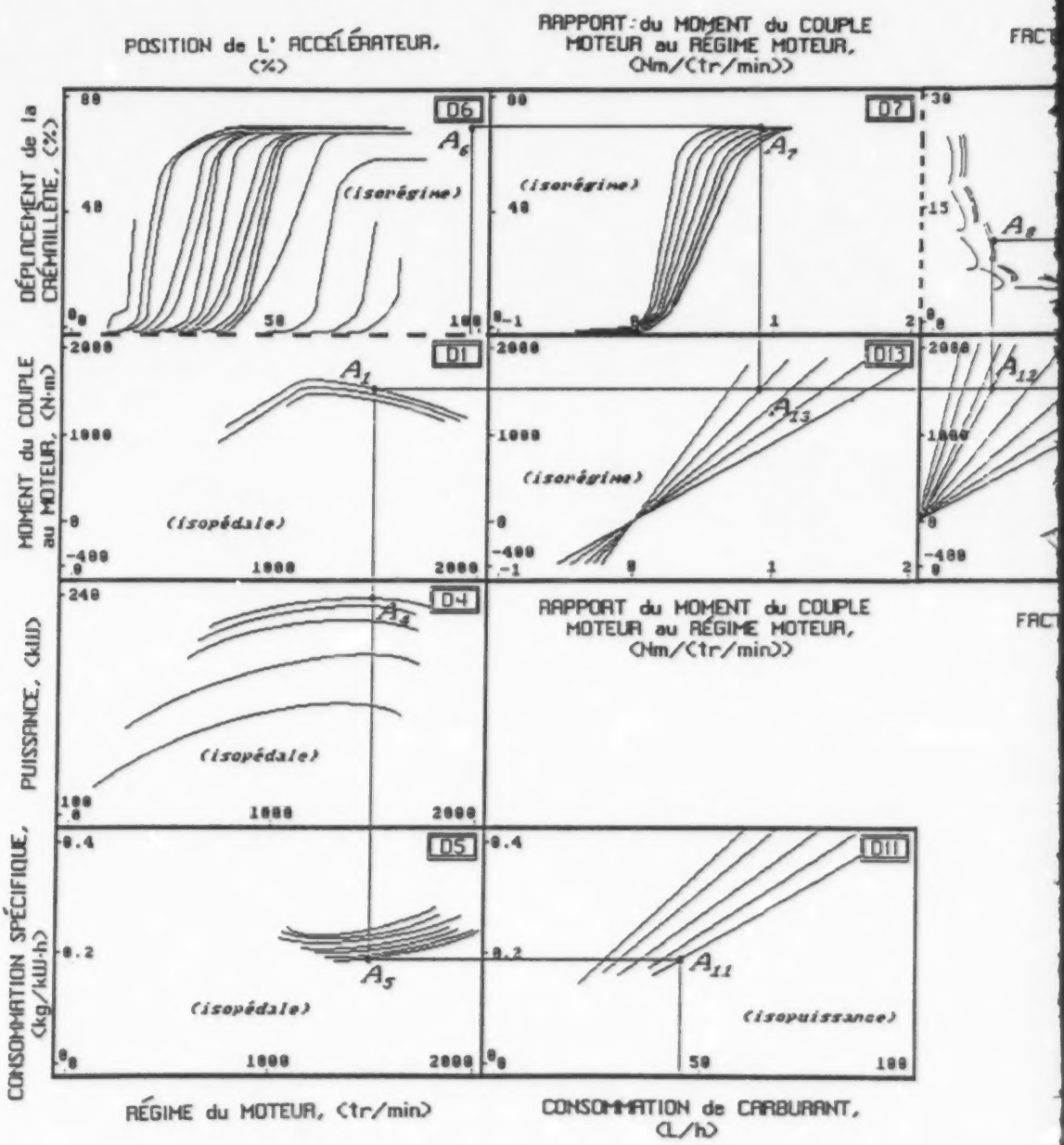
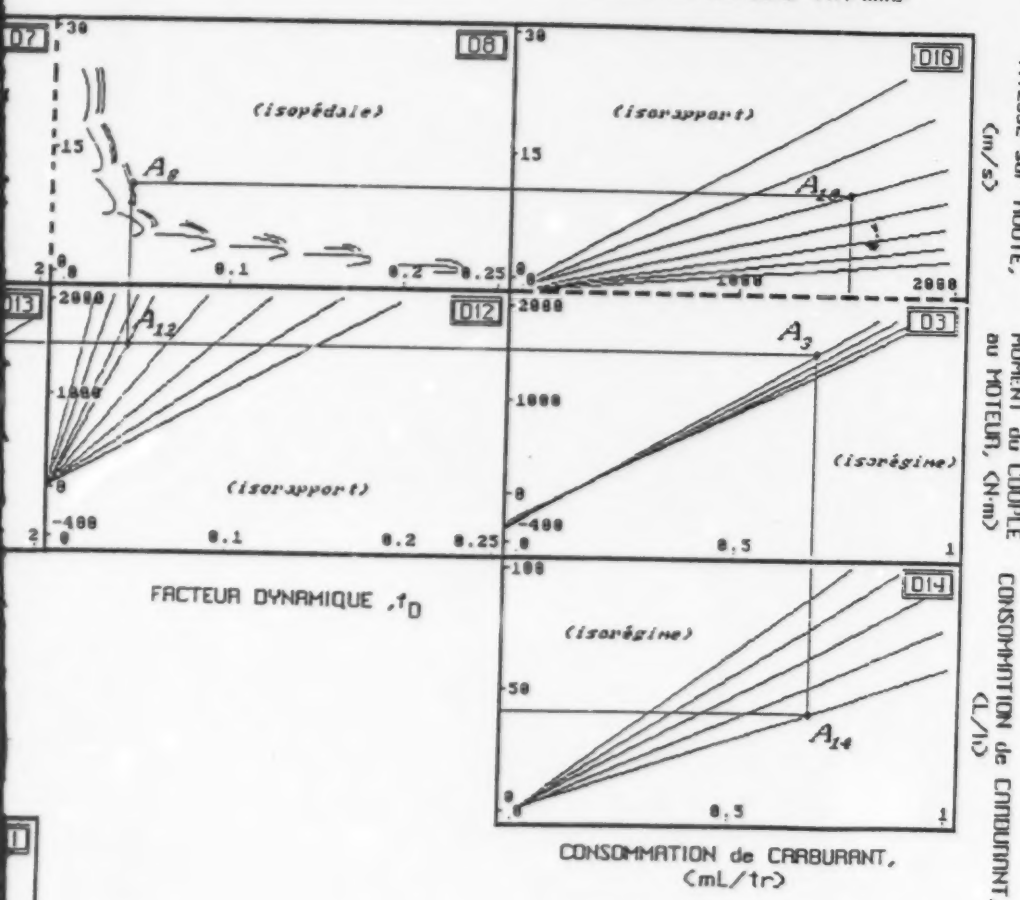


Figure 11.1 Nomogramme des relations chauffeur-machine-route


FACTEUR DYNAMIQUE ,f_D
RÉGIME du MOTEUR, (tr/min)
VITESSE sur ROUTE, (m/s)
MOMENT du COUPLE au MOTEUR, (N·m)
CONSOMMATION de CARBURANT, (L/h)
CONSOMMATION de CARBURANT, (mL/tr)
D7
D8
D16
D13
D12
D3
D14
(isopédale)
(isorapport)
(isorégime)
A_8
A_{16}
A_{12}
A_3
A_{14}
30
15
0
2000
1000
-400
100
50
0.1
0.2
0.25
0.5
1

On peut suivre sur le nomogramme précédent les différents chemins ayant pour origine le point A pour lequel on connait la vitesse sur route et la demande dynamique.

En plaçant le point A dans le diagramme D.8, on déduit le ou les rapports de boite possibles qu'on peut utiliser ainsi que les pourcentages de dépression de l'accélérateur qui leur correspondent. À partir du rapport de boite, le diagramme D.10 permet de remonter à la vitesse du moteur et les diagrammes D.1, D.4 et D.5 permettent, en utilisant la dépression de l'accélérateur associée au rapport choisi, de déterminer respectivement le couple moteur, la puissance et la consommation spécifique. À partir des deux dernières valeurs on peut retrouver le taux de consommation horaire grâce au diagramme D.11, il suffit de choisir la courbe correspondant à la puissance lue sur D.4. Le second chemin issu de A permet de retrouver l'action du chauffeur sur l'accélérateur en utilisant D.10 pour déterminer la vitesse du moteur puis en passant à travers D.12, D.13, D.7 et D.6 successivement.

Enfin, un troisième chemin permet de déterminer le taux horaire de consommation à partir du diagramme caractéristique du moteur, D.3. On utilise à nouveau D.10 pour déterminer la vitesse du moteur, puis, dans l'ordre, D.12, D.3 et D.14. Ce chemin a l'avantage de ne pas faire intervenir le pourcentage de dépression de l'accélérateur, lequel était nécessaire pour utiliser D.1, D.4 et D.5.

Il est intéressant de noter ici que tout chemin sur le nomogramme considéré peut être parcouru dans les deux sens moyennant la connaissance des données d'entrée adéquates. Ainsi, connaissant le choix du chauffeur en ce qui concerne la dépression de l'accélérateur, le rapport de boite et la vitesse du moteur, on peut déterminer d'une part le taux horaire de consommation en partant de D.6 et en utilisant successivement D.7, D.13, D.3 et D.14, d'autre part la vitesse sur route et la demande dynamique spécifique de la route à laquelle il a satisfait (ou il peut satisfaire) en utilisant les éléments D.6, D.7, D.13, D.12 et D.8.

Ainsi, ayant obtenu les lois pour un ensemble donné, on peut fixer certains éléments et faire varier les autres en vue d'examiner l'influence que ces changements ont sur la consommation de carburant, l'utilisation de la puissance et la productivité.

11.1 Exemple d'utilisation de la méthode FERIC d'étude du SICMER en faisant varier le rapport de l'essieu arrière du camion expérimental

On suppose que toutes les caractéristiques de la machine et de la route sont restées invariables à l'exception du rapport de l'essieu arrière. De même, on suppose que le résultat de l'action du chauffeur n'a pas changé, c'est-à-dire que, malgré un rapport d'essieu arrière différent, la vitesse sur route et l'accélération ont été identiques.

Ainsi le point de départ est un fichier d'enregistrement sur route duquel on a extrait les variables suivantes: temps, distance, vitesse sur route, vitesse du moteur et couple au couplemètre. Le programme lit dans le fichier le temps, la distance et la vitesse. Cela veut dire qu'à un instant donné on se retrouve au même endroit sur la route et à la même

vitesse. En conséquence, la puissance développée doit, elle aussi, rester la même à cet endroit. La puissance, calculée à partir du couple au couplemètre et de la vitesse angulaire du couplemètre, est donc prise comme paramètre. En négligeant les pertes dans la boite de vitesses, qui est une caractéristique invariable de la machine, on peut supposer que la puissance calculée au couplemètre est celle développée par le moteur.

Sur le diagramme D.9 précédent le point A représente, à cette vitesse sur route donnée, les résistances spécifiques[1] totales à l'avancement (y compris des résistances du système de transmission de puissance) de l'ensemble expérimental. À ce même point on a, pour un rapport de boite et un rapport de l'essieu arrière donnés, pour une isopédale donnée et pour une vitesse sur route donnée, un facteur spécifique qui équilibre le facteur de toutes les résistances sur route. Lors des essais sur la route expérimentale on a enregistré les couples au couplemètre, à un dixième de seconde d'intervalle. Ce couple, réduit des pertes dans les deux essieux arrière, multiplié par le rapport de l'essieu arrière et divisé par le rayon dynamique des pneus, donne la force de traction aux roues. Si cette force est divisée par le poids de l'ensemble on obtient le facteur spécifique à cet endroit de la route. Étant donné que ce facteur équilibre les résistances aux roues, le couple au couplemètre multiplié par la vitesse angulaire donne la puissance que le moteur doit développer à chaque instant de la route. Le couple, étant enregistré constamment, donne à tout instant la demande dynamique de la route, qui dans le cas de notre exemple est considérée comme fixe, c'est-à-dire que la conduite de l'ensemble l'est aussi.

Connaissant la valeur du rapport de l'essieu arrière et la vitesse sur route, une première approximation de la vitesse du moteur consiste à calculer cette dernière au moyen du rapport de boite effectivement utilisé lors de l'essai réel correspondant au fichier étudié. Il s'ensuit une vérification de la cohérence du résultat: si la vitesse du moteur est supérieure à 1600 tr/min le calcul est refait avec un rapport de boite inférieur (on passe une vitesse plus grande); par contre si la vitesse du moteur est inférieure à 1100 tr/min on passe à un rapport de boite supérieur (on passe une vitesse plus petite)[2].

À chaque calcul de la vitesse du moteur, on vérifie que le couple moteur ne dépasse pas 1900 N•m (maximum pour le moteur utilisé), dans le cas contraire on admet que la vitesse du moteur soit en dehors des limites imposées.

---

(1) Spécifique veut dire les forces totales de résistance à l'avancement exprimées en N divisées par le poids de l'ensemble en N. Par conséquent les résistances et la traction sont exprimées par des facteurs sans dimension.

(2) Ces limites des vitesses du moteur ont été choisies à partir des vitesses extrêmes réellement enregistrées lors des essais.

Le couple et la vitesse étant déterminés on utilise alors le diagramme D.3 précédent. Les équations des droites qui donnent la consommation de carburant par cycle en fonction du couple permettent de calculer la consommation correspondante. Le critère de comparaison des différents rapports d'essieu arrière est donc la consommation cumulée relative à chacun.

Pour étudier les rapports d'essieu on a utilisé la lecture du couplemètre pour le rapport 4,78 à 1 (rapport utilisé lors des essais) et on l'a multiplié par la vitesse angulaire du couplemètre pour obtenir la puissance. Cette puissance correspond à la demande dynamique de la route à chaque instant, elle reste la même quel que soit le rapport de l'essieu arrière, puisqu'elle ne dépend que de la route et de la vitesse. Ce qui change, c'est la vitesse angulaire au couplemètre. Cette nouvelle vitesse passant par un rapport de boite adéquat (en satisfaisant les conditions imposées) va servir pour transformer la puissance au moteur en couple (voir diagramme D.1). Ayant le couple au moteur et la nouvelle vitesse du moteur on lit au moyen du diagramme D.3 la nouvelle consommation de carburant en mL/tr. En cumulant ces valeurs pour chaque dixième de seconde sur la route on peut obtenir la consommation totale de carburant pour un rapport donné.

C'est par cette méthode qu'on a obtenu les résultats donnés dans le tableau 11.1 pour une boite de vitesses à huit rapports et un moteur qui développe 298 kW à 2100 tr/min.

Tableau 11.1 Consommations de carburant en fonction des rapports de l'essieu arrière avec le camion expérimental de FERIC sur la route expérimentale

Rapport d'essieu arrière	Section				% de différence
	1-900 m	900-1500 m	1500-5000 m	1-6600 m	
	mL	mL	mL	mL	
5,29	545	648	3033	5432,9	2,95
4,78	534,94	643	3003,13	5371,08	1,83
4,63	527.5	640	3011,23	5360	1,63
4,33	515	636	2960,44	5272,61	-
4,11	529,75	643,84	2952	5287,49	0,28
3,93	543	648	2978	5349	1,43
3,73	544	651	3009	5402	2,39

On peut y voir que si le chauffeur conduit de la même manière, sur une même route, avec le même ensemble, à la même vitesse et avec la même masse, les différences de consommation peuvent différer jusqu'à 2,5%. Ceci montre que les compagnies de transport pourraient améliorer la consommation de carburant si une étude préalable du choix du rapport de l'essieu arrière est faite en fonction des conditions de service, d'autant plus que ce choix n'affecte pas le prix du camion.

La figure 11.2 montre que l'augmentation de la consommation vers les rapports plus élevés que 4.63 s'adoucit et devient asymptotique. Le minimum de consommation dans le cas étudié étant avec le rapport 4.63, toute réduction vers les rapports moins élevés (vitesse plus élevée) augmente sensiblement la consommation de carburant.

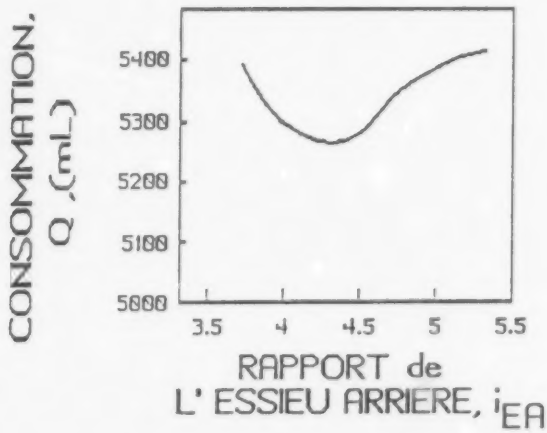


Figure 11.2 Consommation totale sur 6,6 km en fonction du rapport d'essieu arrière

L'étude qu'on vient de voir est un exemple typique des possibilités futures que la méthode FERIC d'étude du SICMER offre.

On va maintenant étudier sur d'autres exemples l'influence du choix de la boite de vitesses sur la consommation de carburant.

11.2 Exemple d'utilisation de la méthode FERIC d'étude du SICMER en faisant varier les boites de vitesses

Étant donné que le choix des boites de vitesses dans chaque modèle de camion est vaste, très souvent celles-ci ne sont pas bien adaptées aux conditions de service et surtout au profil des routes utilisées.

Il est donc utile de connaitre l'influence des boites de vitesses sur les performances d'un camion pour pouvoir effectuer un meilleur choix.

Dans cette optique la méthode développée dans le cadre de l'étude du SICMER permet d'étudier l'influence de trois boites de vitesses sur la consommation de carburant.

Pour ce faire, on suppose que les caractéristiques de la machine et de la route sont invariables à l'exception de la boite de vitesses. De plus on suppose que la même vitesse sur route a été maintenue pour les différents voyages. Cela veut dire que le temps, la distance et la vitesse restent identiques pour les différentes boites étudiées. En outre, pour obtenir la même vitesse au même endroit sur la route, la puissance fournie doit être la même.

À partir de la vitesse sur route et du rapport de l'essieu arrière on cherche quel est le rapport de vitesse de la boite considérée qui permet d'obtenir une vitesse du moteur comprise entre 1100 et 1500 tr/min. Cette plage opérationnelle des vitesses du moteur a été choisie pour se rapprocher des consommations spécifiques minimum pour les diverses isopédales (voir diagramme D.5). Si on a le choix entre deux rapports on choisit celui qui est le plus proche du rapport utilisé avec la boite de 8 vitesses, car c'est avec cette boite que les essais sur route ont été effectués (et en particulier celui qui sert de source au fichier considéré).

Pour cette vitesse on calcule le couple moteur à partir de la puissance et on vérifie qu'il ne dépasse pas 1900 N•m. Dans le cas contraire on permet à la vitesse du moteur de dépasser 1500 tr/min en changeant de rapport de boite.

Pour la vitesse du moteur et le couple moteur ainsi déterminés on calcule la consommation en mL/s puis on détermine la consommation totale pour le parcours, qui servira de critère de comparaison des boites de vitesses.

Le tableau 11.2 donne les consommations ainsi obtenues pour les boites de vitesses suivantes:

- boite à 8 rapports, boite de vitesses de référence, (numéro 14608)
- boite à 15 rapports, utilisée lors d'essais antérieurs, (numéro 14615)
- boite à 7 rapports

La boite à 8 rapports est celle qui a été utilisée dans le camion expérimental de FERIC et qui sert de base de comparaison. Les différences en consommation de carburant sont: 2,1% de moins avec la boite à 15 vitesses et 0,6% de plus avec celle à 7 vitesses.

Tableau 11.2 Consommations cumulées de carburant obtenues sur une distance de 6,6 km pour différentes boites de vitesses

Type de boite	Section				% de différence
	1-900 m	900-1500 m	1500-5000m	1-6600 m	
	mL	mL	mL	mL	
7 rapports	534	644	3032	5403	+0,6
15 rapports	514	635	2949	5258	-2,1
8 rapports	535	643	3003	5371	-
Boite à rapport infiniment variable	495	635	2875	5113	-4,8

Ici encore une fois on a pu, en utilisant la méthode FERIC d'étude du SICMER, évaluer l'influence des trois boites de vitesses sur la consommation de carburant.

La figure 11.3 donne les rapports utilisés sur une section de la route entre 4500 et 6500 m. On y voit qu'avec la boite de 15 vitesses on change les rapports plus fréquemment et qu'en général ils sont plus bas.

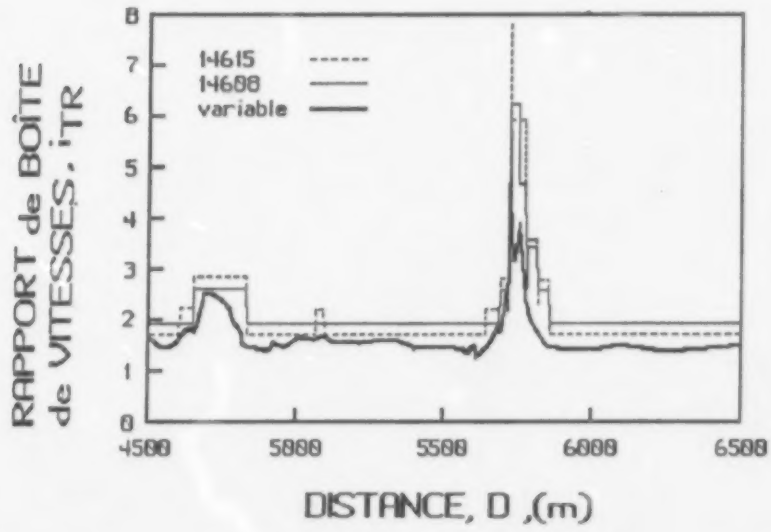


Figure 11.3 Rapports de boite utilisés pour les boites de vitesses à 8 et 15 rapports et la boite à rapport variable (section de route de 4500 à 6500 m)

On va maintenant étudier le cas hypothétique d'une boite de vitesses à rapport infiniment variable, qui permettrait de choisir les vitesses du moteur correspondant au minimum de consommation spécifique pour chaque dépression d'accélérateur.

11.3 Exemple d'utilisation de la méthode FERIC d'étude du SICMER en simulant une boite de vitesses à rapport infiniment variable

On suppose ici que seule la boite de vitesses est différente, donc la machine, la route, la vitesse et l'accélération sont les mêmes.

À un instant donné on connait la vitesse et la puissance utilisées, de plus on suppose que la dépression de la pédale d'accélération est celle qui a été réellement utilisée. Connaissant la position de l'accélérateur on détermine la vitesse du moteur qui correspond au minimum de consommation spécifique (voir diagramme D.5). À partir de cette vitesse on détermine le couple moteur et on vérifie qu'il reste inférieur à 1900 N•m. Dans le cas contraire on fixe le couple à 1900 N•m et on recalcule la vitesse du moteur. À partir de la vitesse sur route on peut alors déterminer dans quel rapport fictif aurait dû se trouver la boite à rapport infiniment variable. D'autre part, à l'aide de la vitesse du moteur et du couple moteur, on calcule la consommation en mL/s ainsi que la consommation cumulée.

Le tableau 11.2 donne des consommations pour une boite à rapport infiniment variable. On peut y voir qu'il y a une différence de consommation de 4.86% par rapport à celle obtenue avec une boite à 8 rapports. Cette différence est considérable puisque l'on garde les mêmes performances sur route. En outre, si la boite et le choix des vitesses du moteur sont automatiques, cela permettra d'obtenir une utilisation optimale du moteur quelle que soit la position de l'accélérateur.

On recommande ici d'examiner cette solution qui est l'une des plus prometteuses.

Les quelques exemples qui viennent d'être présentés illustrent les possibilités d'application de la méthode élaborée à partir de l'étude des relations du SICMER. Bien qu'au cours de ces exemples on n'ait envisagé que la substitution de composantes "simples" du camion, à savoir le rapport de l'essieu arrière et ceux de la boite de vitesses, la méthode permet d'analyser la variation d'éléments plus complexes. Il suffit dans chaque cas de déterminer les valeurs que prennent les parametres que l'on fait varier et d'utiliser la partie correspondante du programme de calcul. À l'avenir, cette méthode servira de base à l'établissement d'un modèle de simulation ou d'optimisation du cycle de transport, comportant d'autres éléments nécessaires.

12. CONCLUSION

Le but principal du projet était d'examiner les facteurs qui influencent la consommation d'énergie sur route, soit individuellement soit en combinaison mutuelle. Ces facteurs étant influencés principalement par le chauffeur, la machine, la route et l'environnement, ces quatre éléments ont été examinés soit séparément, soit reliés ensemble.

Pour la réalisation des objectifs de cette étude, d'un côté on s'est servi d'un camion expérimental muni d'une instrumentation hautement perfectionnée, d'un autre côté, on a conçu une méthode à partir des éléments théoriques et expérimentaux obtenus soit dans le passé chez FERIC, soit par les essais dans le cadre de cette étude, soit encore par les théories établies par d'autres chercheurs.

Il s'agissait en effet de perfectionner et d'améliorer l'étude fondamentale de la transformation énergétique dans le moteur, de la transmission énergétique le long de la chaine cinématique jusqu'aux roues tractrices du camion et de l'équilibre instantané des forces qui agissent sur le véhicule.

De plus, on a synthétisé une méthode globale de détermination du mouvement général sur route d'un véhicule articulé à plusieurs essieux.

À partir des enregistrements automatiques sur route de différentes variables on a établi certaines liaisons entre l'action du chauffeur, les performances du moteur et la transmission énergétique le long de la chaine cinématique du camion. Les relations les plus importantes qui ont été développées concernent les liaisons: accélérateur-crémaillère, crémaillère-couple, couple-consommation de carburant, régime moteur-consommation spécifique, vitesse-facteur dynamique. Les relations ont tenu compte en outre du régime du moteur et du rapport de boite utilisés. Elles forment un ensemble cohérent. Elles ouvrent en outre de nouveaux horizons dans l'étude complexe du SICMER. Le système ainsi développé présente un caractère nouveau et original par rapport à ceux qui étaient usuellement utilisés. La représentation graphique de ce système sous forme de nomogramme a montré son utilité quant à la résolution de différents problèmes relatifs à la détermination de la consommation énergétique.

Les résultats obtenus par un tel système auraient pu être acceptables théoriquement sans pour autant être conformes à la réalité. Ainsi un programme informatique global a été conçu pour permettre, entre autres, de vérifier leur conformité aux enregistrements sur route. La qualité du système mis en place a été testée en comparant au profilage vertical d'une section de la route d'essai effectué manuellement, celui qui a été obtenu par calcul à partir des relations qui forment le système développé dans cette recherche et des enregistrements directs sur route. La concordance des deux profilages a donc permis de confirmer que la théorie établie est réellement utilisable. Un extrait du programme informatique basé sur cette théorie a permis de permuter certains paramètres de la chaine cinématique du camion et d'obtenir des résultats quantitatifs concernant

la consommation de carburant. Avoir à sa disposition de tels résultats nous parait très utile lorsqu'il s'agit de prendre une décision concernant le choix d'un élément du camion.

Comme on vient de le mentionner, le système qui a été établi à partir de la théorie du mouvement général d'un véhicule articulé à plusieurs essieux a permis de concevoir une méthode de profilage dynamique de la route. Cela veut dire qu'il suffit d'effectuer quelques voyages avec le camion expérimental de FERIC sur une route donnée pour pouvoir obtenir son profilage dynamique vertical.

En se servant des théories établies on a calculé les demandes de puissance et les consommations pour différentes courbes, pentes et surfaces de la route et ceci à différentes vitesses constantes. Les résultats de ces calculs ont montré que l'augmentation de la demande en puissance est très rapide avec la diminution du rayon de courbure pour une vitesse donnée ou avec l'augmentation de la vitesse pour un rayon de courbure donné. De plus on a confirmé l'existence d'un minimum de consommation de carburant en litres aux 100 kilomètres en fonction de la vitesse sur route pour chaque courbe relative à un rayon de courbure donné. L'ensemble des résultats auxquels on est parvenu constitue un outil de valeur destiné aux spécialistes d'entretien et de construction des routes et qui leur permettra de réaliser des études de faisabilité, d'analyse des coûts, etc.

Un autre volet de cette étude a consisté à déterminer l'influence de la surface de la route sur la consommation énergétique. Les différences obtenues entre essais réalisés sur route en gravier et sur route goudronnée sont considérables et une analyse approfondie des coûts d'investissement et de rentabilité semble primordiale dans ce cas.

Une partie importante de cette étude a consisté à examiner l'influence du style de conduite du chauffeur sur les performances et la consommation énergétique. Des essais auxquels ont participé 35 chauffeurs ont permis de dégager les paramètres de conduite les plus significatifs dont dépendent les performances et la consommation d'énergie. En particulier en comparant la conduite propre à chaque chauffeur dans des conditions identiques on a constaté de grandes différences dans la puissance moyenne utilisée et dans la consommation de carburant pour des vitesses moyennes sur route peu différentes. Une analyse détaillée des données enregistrées et de leur corrélation a été effectuée. Elle a permis de préciser quelles étaient les variables les plus importantes qui influençaient la qualité de conduite. Sur cette base on a réussi à classifier les chauffeurs. De plus, en introduisant ces résultats partiels dans la théorie qui a été développée auparavant, on a déterminé la consommation spécifique en fonction de la vitesse du moteur et de la position de l'accélérateur, ce qui a permis de dégager les plages d'utilisation optimale du moteur utilisé lors des essais. Cette réalisation a servi de base à la conception d'un des deux instruments d'aide à la conduite économique développés dans ce projet. Certains essais ont été réalisés pour évaluer ces instruments mais, n'étant pas en nombre suffisant et vu la dispersion des premières données recueillies, ils ne permettent pas encore de tirer des conclusions valables.

La classification des chauffeurs s'est encore faite à partir d'un indice de la qualité de conduite qui a été dégagé des principaux paramètres étudiés.

En conséquence on a regroupé dans une section particulière les éléments nécessaires pour aider les chauffeurs à améliorer leur technique de conduite. Le guide pratique qui en a résulté comporte aussi plusieurs recommandations utiles pour une conduite économique.

En parallèle avec les études déjà mentionnées, on a examiné différentes configurations et compositions du train roulant, les autres paramètres étant fixés. La raison en était de nature double:

- premièrement, examiner l'influence de certains éléments du train roulant sur les performances et la consommation énergétique;

- deuxièmement, voir si, lorsque les 4 essieux sont écartés, l'utilisation d'un ou de deux essieux autosuiveurs représente une solution possible aux problèmes que crée dans les virages l'écartement des essieux pour certaines charges exigé par la loi des charges et dimensions.

Les résultats obtenus peuvent se diviser en deux catégories: ceux qui proviennent des essais effectués sur route, et ceux qui sont déduits des relations établies dans le cadre du SICMER. Ces derniers sont spécifiques à des trajets à vitesse constante soit dans les montées soit dans les virages.

Quelle que soit la méthode d'obtention des résultats, des différences importantes en consommation d'énergie ont été trouvées pour différentes configurations et compositions du train roulant de la remorque.

Les écarts les plus significatifs ont été obtenus en comparant un train composé de quatre essieux rigides écartés avec un autre comportant deux essieux autosuiveurs. Ainsi, l'utilisation d'essieux autosuiveurs permettrait, tout en satisfaisant à la loi des charges et dimensions quant à l'écartement des essieux, d'opérer de façon plus économique. De plus les difficultés d'utilisation des essieux rigides dans les virages seraient réduites, de même les complications rencontrées avec l'essieu relevable seraient éliminées.

En outre une certaine réduction de consommation énergétique a été observée lors de l'utilisation de pneus simples à large bande de roulement en remplacement des pneus jumelés, sur la remorque. L'utilisation conjointe d'essieux autosuiveurs et de pneus simples fournit encore une réduction plus importante de la consommation.

Enfin une illustration des possibilités d'études du SICMER a été donnée en faisant varier le rapport d'essieu arrière et les rapports de boite, et en étudiant leur impact sur la consommation d'énergie. L'exemple le plus intéressant a été celui où on a supposé que la boite de vitesses était à rapport infiniment variable. Les résultats d'utilisation d'une telle boite ont montré une réduction sensible de consommation d'énergie, d'où l'intérêt d'une étude future dans ce domaine.

Les résultats obtenus confirment l'exactitude du système que nous avons établi, lequel intègre les théories et les méthodes développées depuis quelques années ainsi que les résultats d'essais entrepris durant cette période dans le cadre de la recherche sur le transport à FERIC.

Ces résultats originaux dépassent les espérances et le but fixés au départ. En effet ils ouvrent de nouveaux horizons dans le domaine complexe de la liaison entre les divers éléments d'un ensemble de transport. De plus ils indiquent des moyens d'amélioration en ce qui concerne les économies d'énergie, l'usure des machines et l'amélioration de leurs performances.

D'après les résultats obtenus, on recommande ici:

- D'étudier l'application des essieux autosuiveurs sur les routes canadiennes en ce qui concerne la durabilité du revêtement routier, la sécurité routière, la manoeuvrabilité des ensembles routiers et la durabilité des composantes.
- D'analyser la possibilité d'utilisation de ces essieux en gardant les mêmes écartements et les mêmes poids totaux, et en supprimant le levage du premier des quatre essieux de la remorque.
- De poursuivre les études en vue de concevoir un modèle universel de simulation ou d'optimisation du cycle de transport.
- De poursuivre le développement des aides à la conduite économique des chauffeurs.
- D'étudier l'introduction d'une boite de vitesses à rapport infiniment variable avec un choix automatique (électronique) des vitesses du moteur correspondant aux consommations de carburant minimum.
- De créer un projet de dissémination des résultats exposés dans ce rapport.

L'étude du SICMER pourra servir, à l'avenir, de base de départ de la conception d'un modèle universel de simulation d'un véhicule sur route. Combiné avec des données obtenues soit sur une route existante, avec le camion expérimental FERIC, soit à partir d'une banque de données déjà enregistrées, le modèle pourra simuler ou optimiser le SICMER sur une base réaliste et fiable.

BIBLIOGRAHIE

1. Anonyme. Driving instruction - driver performance transport efficiency; methods of practical driving instruction with commercial vehicles. Conference of the Institution of Mechanical Engineers, London, England, May 10-12th, 1983.

2. Anonyme. The Driver Factor. Des, February, 1981.

3. Antonov. D.A. [Calcul de l'équilibre du mouvement des véhicules à plusieurs essieux] (en russe). Machinostroeinie, Moscou, 1984, 162 pages.

4. Artomonov, M.D.; Ilarionov, V.A.; Morin, M.M. [Théorie de l'automobile et des moteurs] (en russe) Machinostroienie, Moscou, 1968, 280 pages.

5. Bekker, M.G. Theory of land locomotion, The Mechanics of Vehicle Mobility, University of Michigan Press, Arbor, MI, 1956, 522 p.

6. Bezborodova, G.B.; Maiak, N.M.; Tchelii, A.A. [Économie de carburant dans la conduite automobile.] (en russe) Ed. Technica, Kiev, 1986, 36 pages.

7. Billing, A.M. Test of Self-Steering Trailer Axles Commercial Vehicle Operations and Safety, Ministry of Transportation and Communication, Downsview, Ont., 1979, 60 pages.

8. Blackmore, T. Aids to Economy. Commercial Motor, June 30, 1984.

9. Bonnetain, Y. La consommation d'énergie et les poids lourds. SIA Paris, juillet, 1982.

10. Bridgestone, Current Status and Future of Wide Body Tires, Rapport Interne, Californie, É.U. 1985, 23 pages.

11. Diatchenko, N.H. [Étude thermique des moteur] (en Russe). Machgiz, Leningrad, 1969.

12. Ellis, J.R. Vehicle Dynamics, London Buisness Books Limited, London, England, 1969, 215 pages.

13. Farobin, I.A.E. [Capacité de tourner des remorques] (en russe). Avtomobilnaia Promishlenost N° 7, 1973, pp. 18-19.

14. Hartshorne, S. Fuel saving depends upon the total driveline - and the driver, too. Motor Transport (Powertrain Supplement), January 21, 1982.

15. Jensen, Chenowetch, Smail, Stassen, Applied Engineering Mechanics, McGraw Hill, Toronto 1980.

16. Kimberley, S. Fuel management can make or brake fleets. Motor Truck, July, 1987.

17. Knoroz, V.I.; Makarian, R.G.; Iouriev, Iou M. [Influence de la dérive sur la résistance au roulement des pneumatiques] (en russe). Avtomobilnaia Promishlenost N° 11, 1972, pp. 15-17.

18. L'Ecuyer, J.P., Les changements de rapports de transmission et la consommation de carburant, Transport routier du Québec, Novembre 1988, p. 27-28.

19. Litvinov, A.S. [Manoeuvrabilité et stabilité de l'automobile en virage] (en russe) Machinostroeinie, Moscou, 1971, 415 pages.

20. Ljubic, D.A., Analyse de la productivité et du coût du transport forestier. PREMIÈRE PARTIE: Étude préliminaire d'établissement des facteurs nécessaires à l'examen de la consommation d'énergie et des performances sur route d'un véhicule de transport, Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier, Rap. Tech. n° RT-53, juillet 1982, 49 p.

21. Ljubic, D.A., Analyse de la productivité et du coût du transport forestier. DEUXIÈME PARTIE: Étude de l'influence des conditions d'utilisation sur les pertes énergétiques du système propulsif et établissement des forces de résistance dues au brassage de l'huile, Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier, Rap. Tech. n° RT-55, juillet 1984, 80 p.

22. Ljubic, D.A., Analyse de la productivité et du coût du transport forestier. TROISIÈME PARTIE: Étude de l'influence des conditions d'utilisation sur les pertes énergétiques d'un véhicule routier, établissement des forces de résistance au roulement et à l'air, Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier, Rap. Tech. n° RT-61, novembre 1985, 74 p.

23. Ljubic, D.A, Économies d'énergie résultant de l'utilisation des huiles synthétiques dans le moteur, la transmission et les deux essieux arrière d'un véhicule routier, Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier, TP8140F, novembre 1986, 74 p.

24. Makarian, R.G. [Les résistances complémentaires lors du mouvement d'un véhicule en virage] (en russe) Avtomobilnaia Promishlenost N° 6, 1974, pp. 28-30.

25. Manitoba Trucking Association, Newsletter, 12 mai 1988, 1 page.

26. Michalczyk, F; et al. Über Möglichkeiten zur kraftstoffeinsparung, KFT, December 1977, p. 392.

27. McNeel, Joe, Super-Wide Singles on Timber Haul Trucks, American Pulpwood Association Inc., Washington, D.C., 1988, 2 pages.

28. New Zeland Logging Industry Research Association (LIRA): Axle Spacing and Road Wear, Rotorua, N.Z., 1979, 4 pages.

29. Ostrovtzev, A.N. [Principes de base de l'examen et classification et condition d'utilisation des véhicules.] (en russe). Avtomobilnaia Promishlenost. N° 12, 1971, pp. 14-18.

30. Pirkowski, Y.V. [Formule générale de la perte par résistance au roulement d'un véhicule dont tous les essieux sont tracteurs.] (en russe). Avtomobilnaia Promishlenost. 1973, N° 1.

31. Redtchitz, V.V. [La dérive de la surface de contacte d'une roue en rotation.] (en russe) Avtomobilnaia Promishlenost N° 3, 1974, pp. 28-30.

32. Redtchitz, V.V.; Soltous, A.P. [Moments de résistance à la rotation des roues directrices d'un véhicule.] (en russe) Avtomobilnaia Promishlenost N° 6, 1975, pp. 22-24.

33. Road and Transport Association of Canada, Implementation Planning Subcommittee, Recommended Regulatory Principles for Interprovincial Heavy Vehicle Weights and Dimensions, Ottawa, 1987, 46 pages.

34. Schuring, D.J. et Redfeild, J.S. Rolling resistance of Highway Truck Tires "Effect of Tire Rolling Losses on Fuel Consumption of Trucks" SP-546, SAE, Inc. Warandale, PA., 1983, 47-58 pages.

35. Soltous, A.P., Roubtzov, V.A.; Markov, O.D. 1977 N° 1 [L'influence des essieux rigides arrière d'un camion sur les charges complémentaires agissant sur une direction] (en russe). Avtomobilnaia Promishlenost pp. 23-24.

36. Soots, V. The Fuel Economy, Stability and Pavement Effect of Wide Base Radial Tire. The Transportation Energy Management Program, Downview, Ontario. 1986, 68 pages.

37. Tchalii, A.A., Maiak, N.M., Bezborodova, G.B. [Economie de carburant en conduite automobile.] (en russe). Ed. Technica, Kiev, 1986, 92 pages.

38. Weiss, J.F.; Ligor, C.M.; et al. An analysis of commercial vehicle speed control concepts. SAE Technical Paper Series 821258, November, 1982.

39. Wilcox, D. Germans hit or miss method and save fuel. Commercial Motor, August 15, 1981.

40. Yarrow, B. Trucksave stages seminar on cutting costs. Motor Truck, July, 1987.

41. Zadorojnii, V.I.; Roudzinskii, V.V. [Influence du poids, du gonflage et de la traction sur le rayon d'une roue.] (en russe) Automobilnii Transport 10. 1973.

42. Zakin, I.A.H. [Théorie des mouvements des véhicules] (en russe). Transport, Moscou, 1967, 253 pages.

ANNEXE A

EXTRAITS DES FICHIERS RELATIFS AUX QUATRE EXEMPLES SUR LA ROUTE DE CHÉNEVILLE-MONTPELLIER

Pour chacun des quatre points étudiés au paragraphe 4.2 on trouvera ci-après l'extrait du fichier des données qui lui correspond.

Certaines de ces données ont été enregistrées directement sur route, tandis que d'autres ont été calculées à partir des premières.

Les variables sélectionnées sont les suivantes:

- valeurs enregistrées:

  D - distance, (m)
  F - taux horaire de consommation de carburant, (mL/s)
  R - vitesse de rotation du moteur, (tr/min)
  π - pourcentage de la dépression de l'accélérateur par rapport à la course totale au repos, (%)
  q - pourcentage de la course de la crémaillère par rapport à la course totale au repos, (%)

- valeurs calculées:

  V - vitesse, (m/s)
  RV - rapport de vitesse utilisé
  Cm - moment du couple lu au couplemètre et ramené au moteur, (N•m)
  W - puissance disponible après la transmission, (kW)
  FR - taux de consommation de carburant par tour du moteur, (mL/tr)
  CS - consommation spécifique, (kg/kW•h)
  CR - rapport du couple au moteur à la vitesse de rotation du moteur, (N•m/(tr/min))

À la suite de chaque extrait on trouvera le tableau des moyennes et des écarts-type ainsi que le numéro et le nom des variables sélectionnées.

Le tableau A.1 donne les valeurs des variables correspondant au point A. L'intervalle de distance couvert est de 649 m à 694 m. La durée de parcours de cet intervalle est 2,7 s.

Dans cet intervalle la vitesse est presque constante avec un écart-type égal à 0,085 m/s, ce qui donne un coefficient de variation très faible, de l'ordre de 0,5%.

Tableau A.1 Extrait du fichier des données relatif au point A

D	V	F	R	π	q	RV	Cm	FR	W	CS	CR
649.03	16.772	12.759	1459.97	33.7758	44.696	1	1080.78	.5243	165.238	.2223	.7402
650.71	16.772	12.664	1460.56	33.6104	43.519	1	1074.84	.5202	164.396	.2218	.7359
652.39	16.780	12.589	1461.45	33.5433	42.692	1	1068.12	.5168	163.468	.2218	.7308
654.09	16.804	12.535	1462.04	33.5382	42.228	1	1061.72	.5144	162.554	.2220	.7261
655.78	16.828	12.500	1462.64	33.5433	43.303	1	1055.78	.5127	161.711	.2226	.7218
657.47	16.852	12.474	1463.82	33.5433	45.874	1	1050.16	.5112	160.98	.2231	.7174
659.17	16.876	12.450	1464.71	33.5433	47.346	1	1045	.5100	160.286	.2237	.7134
660.87	16.892	12.429	1465.60	33.5228	48.048	1	1041.09	.5088	159.784	.2240	.7103
662.57	16.908	12.403	1466.49	33.4714	47.493	1	1038.12	.5074	159.424	.2240	.7078
664.26	16.916	12.374	1467.08	33.3892	44.798	1	1036.56	.5061	159.249	.2237	.7065
665.95	16.925	12.343	1467.97	33.2968	43.122	1	1033.75	.5045	158.914	.2237	.7042
667.64	16.933	12.312	1468.56	33.2404	42.239	1	1029.37	.5030	158.304	.2239	.7009
669.33	16.941	12.289	1469.75	33.225	41.956	1	1025.78	.5016	157.88	.2241	.6979
671.03	16.949	12.270	1470.64	33.2455	42.534	1	1021.88	.5006	157.375	.2245	.6948
672.73	16.957	12.256	1471.23	33.266	43.032	1	1019.37	.4998	157.051	.2247	.6928
674.43	16.965	12.242	1472.41	33.2404	43.654	1	1017.5	.4988	156.889	.2247	.6910
676.13	16.957	12.229	1472.41	33.1994	43.190	1	1015.16	.4983	156.528	.2250	.6894
677.82	16.957	12.222	1473.01	33.1482	42.228	1	1015	.4978	156.567	.2248	.6890
679.53	16.965	12.226	1473.60	33.1021	42.239	1	1016.09	.4978	156.798	.2245	.6895
681.24	16.981	12.241	1473.30	33.1073	42.635	1	1018.75	.4985	157.176	.2242	.6914
682.96	17.005	12.282	1474.19	33.1329	42.828	1	1025.16	.4998	158.261	.2235	.6954
684.66	17.021	12.351	1475.67	33.1585	43.111	1	1034.22	.5022	159.82	.2225	.7008
686.36	17.029	12.441	1476.26	33.1892	43.666	1	1047.66	.5056	161.961	.2212	.7096
688.06	17.029	12.541	1476.56	33.225	44.764	1	1063.59	.5096	164.457	.2196	.7203
689.77	17.037	12.635	1478.56	33.3021	47.232	1	1075.47	.5134	166.294	.2188	.7283
691.48	17.045	12.717	1475.08	33.4771	48.591	1	1081.88	.5173	167.118	.2191	.7334
693.19	17.061	12.792	1474.49	33.7504	46.927	1	1082.5	.5205	167.147	.2204	.7341

Tableau A.2 Moyennes et écarts-type de l'extrait relatif au point A

Variable	Valeur moyenne	Écart-type
1. Distance, (m)	671.065815	13.48
2. Vitesse, (m/s)	16.9320593	0.085
3. Taux de consommation, (mL/s)	12.4288185	0.180
4. Vitesse du moteur, (tr/min)	1469.48333	5.381
5. Dépression de la pédale, (%)	33.3624926	0.198
6. Déplacement de la crémaillère, (%)	44.2206	2.072
7. Rapport de vitesse	1	0
8. Couple ramené au moteur, (N·m)	1043.52963	25.24
9. Consommation par tour, (mL/tr)	.507490963	0.007
10. Puissance, (kW)	160.578889	3.382
11. Consommation spécifique, (kg/kW·h)	.222946444	0.003
12. Rapport du couple à la vitesse, (N·m/(tr/min))	.710158519	0.019

Le tableau A.3 donne les valeurs correspondant au point B. L'intervalle de distance choisi est de 1148 m à 1164 m. Il correspond à une durée de 1 s, durant laquelle la vitesse n'a presque pas varié. L'écart-type de 0,048 m/s donne un coefficient de variation inférieur à 0,3%.

Tableau A.3 Extrait du fichier des données relatif au point B

D	V	F	R	w	q	RV	Cm	FR	W	CS	CR
1148.8	16.6764	17.98	1446.95	46.0966	61.4538	1	1520.78	.7455	230.435	.2247	1.05102
1150.47	16.6764	17.8789	1447.54	46.0612	61.5217	1	1521.09	.7410	230.576	.2233	1.05081
1152.14	16.6764	17.7737	1449.91	46.0317	61.5557	1	1519.53	.7355	230.716	.2218	1.04802
1153.81	16.6764	17.7258	1454.35	46.0376	61.5557	1	1517.97	.7312	231.185	.2208	1.04374
1155.48	16.6844	17.734	1457.61	46.0317	61.533	1	1517.34	.7299	231.607	.2205	1.04098
1157.16	16.7004	17.7439	1459.68	46.0022	61.5217	1	1517.97	.7293	232.033	.2202	1.03993
1158.85	16.7245	17.7588	1462.64	46.0259	61.5443	1	1521.25	.7284	233.006	.2195	1.04007
1160.55	16.7566	17.7797	1465.6	46.0968	61.5557	1	1526.25	.7278	234.244	.2185	1.04138
1162.25	16.7806	17.8064	1469.75	46.227	61.5557	1	1528.28	.7269	235.22	.2180	1.03982
1163.94	16.8047	17.8904	1474.19	46.4222	61.6123	1	1527.19	.7281	235.763	.2185	1.03595

Tableau A.4 Moyennes et écarts-type de l'extrait relatif au point B

Variable	Valeur moyenne	Écart-type
1. Distance, (m)	1156.345	5.094
2. Vitesse, (m/s)	16.71568	0.048
3. Taux de consommation, (mL/s)	17.80718	0.094
4. Vitesse du moteur, (tr/min)	1458.822	9.345
5. Dépression de la pédale, (%)	46.10329	0.128
6. Déplacement de la crémaillère, (%)	61.54096	0.039
7. Rapport de vitesse	1	0
8. Couple ramené au moteur, (N•m)	1521.765	1.709
9. Consommation par tour, (mL/tr)	0.7324226	0.003
10. Puissance, (kW)	232.4785	1.368
11. Consommation spécifique, (kg/kW•h)	0.220614	0.001
12. Rapport du couple à la vitesse,(N•m/(tr/min))	1.043172	0.007

ANNEXE B

ÉTUDE DU MOUVEMENT D'UN VÉHICULE ARTICULÉ À PLUSIEURS ESSIEUX

B.1 DÉTERMINATION DES FORCES ET DES FACTEURS DANS LES SECTIONS DROITES

Les forces appliquées à un véhicule en mouvement sont de deux sortes: les forces tractrices et les forces résistantes.

En cas d'équilibre de ces forces le véhicule conserve sa vitesse. Dans le cas contraire le véhicule accélère lorsque les forces tractrices sont supérieures aux forces résistantes et décélère lorsqu'elles sont inférieures. En présence d'accélération ou de décélération il se crée une force d'inertie qui vient équilibrer le système. Cette force peut être considérée comme tractrice en décélération et comme résistante en accélération. Il existe donc un équilibre à tout moment de toutes les forces qui entrent en jeu: les forces appliquées et la force d'inertie (cf [15] p. 255).

B.1.1 Principales forces qui agissent sur le véhicule

Les forces que nous allons considérer dans l'étude de l'équilibre dynamique du véhicule sont toutes exprimées en N. Ce sont les suivantes:

a) Les forces tractrices:

- F_{DCMR} - force développée par le moteur en traction, mesurée après la boite de vitesses et ramenée aux roues
- F_{INC} - force due à la gravité sur une descente
- F_{IT} - force d'inertie totale en cas de décélération

b) Les forces résistantes:

- F_{DCMR} - force absorbée par le moteur lorsque le camion pousse dessus, mesurée entre l'essieu arrière et la boite de vitesses et ramenée aux roues
- F_{INC} - force due à la gravité sur une montée
- F_{IT} - force d'inertie totale en cas d'accélération
- F_{RA} - résistance de l'air
- F_{SP} - résistances dans le système propulsif, comprenant entre autres:
  - F_{BHE} - résistance due au brassage de l'huile dans les essieux
  - F_{FCE} - résistance due à la friction dans les essieux

F_{RT} - résistance totale au roulement due au contact des pneumatiques avec le sol, elle comprend entre autres:

- F_M - force complémentaire de résistance au roulement due à l'application du couple aux roues
- $F_{\mu G}$ - résistances provoquées par les micro-glissements
- F_{ir} - résistances dues aux irrégularités de la surface

Les forces résistantes que nous n'avons pas mentionnées ou que nous n'allons pas séparer seront regroupées sous le nom de forces résistantes résiduelles, F_{RES}. Nous pouvons citer parmi celles-ci les pertes dues à la suspension, à la géométrie des ponts, aux caractéristiques des pneus, à la flexibilité de la plate-forme, etc.

B.1.2 Équilibre du système

Toutes les forces qui agissent sur le véhicule en mouvement sont ramenées à la surface de contact des roues motrices avec le sol et l'équilibre du système se fera en cet endroit.

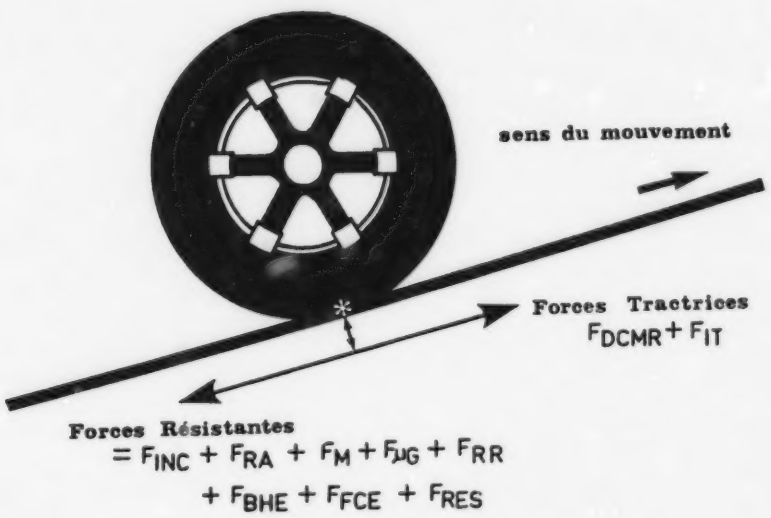


Figure B.1 Exemple d'équilibre des forces en cas de traction et de décélération en montée

Il est bon de préciser ici comment se transmet le couple développé au moteur et la nature des notations utilisées.

Le couple transmis à une roue tractrice crée une force tangentielle à la roue qui va dans le sens de rotation de la roue. La roue s'appuyant sur le sol, il apparait une réaction à cette force de rotation qui fait avancer le camion. C'est cette réaction que nous nommons force tractrice. Ainsi la force tractrice est la réaction à la force tangentielle de rotation appliquée à la roue. Si on considère alors le mouvement linéaire du camion le long de la route, la force tangentielle appliquée à la roue est de sens opposé à celui du déplacement tandis que la force tractrice est de même sens.

Le cas des forces résistantes est analogue, car elles créent à la roue un moment résistant qui se traduit par une force tangentielle opposée à celle créée par le couple transmis en traction.

B.1.3 Calcul des forces

B.1.3.1 Force développée ou absorbée par le moteur

Le moteur peut agir de deux façons, en traction ou en freinage. Dans les deux cas l'instrument de mesure, le couplemètre, situé entre la boite de vitesses et l'essieu avant-arrière indique le couple transmis à travers les essieux, dans un sens ou dans l'autre. Une valeur positive indique la traction tandis qu'une valeur négative indique que le moteur agit comme un frein.

Dans le cas particulier où le moteur est débrayé, l'instrument indique un couple négatif voisin de -30 N•m qui représente la perte dans la boite de vitesses utilisée.

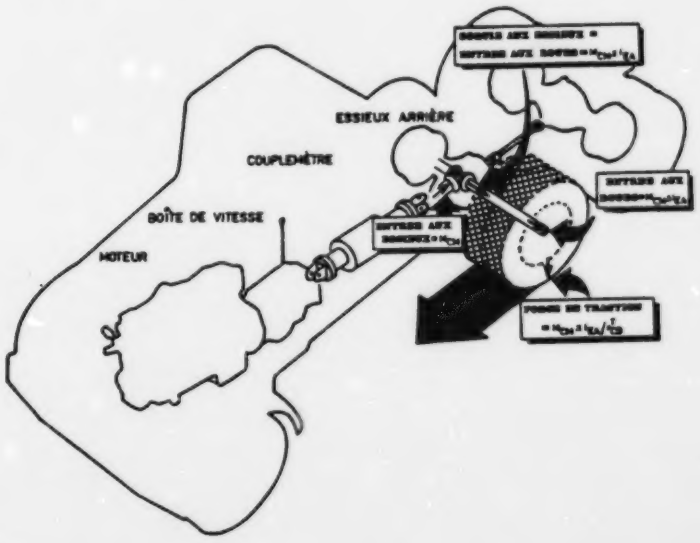


Figure B.2 Diagramme de transmission du couple aux roues

donc:

$$F_{DCMR} = (M_{CM} \times i_{EA}) / r^{T}_{CD} \qquad (B.1)$$

où:

M_{CM} - moment du couple lu au couplemètre, (N·m)

i_{EA} - rapport de l'essieu arrière

r^{T}_{CD} - rayon dynamique en charge de la roue avec application du couple, (m)

F_{DCMR} - force aux roues mesurée au couplemètre fournie ou absorbée par le moteur, (N)
en traction $F_{DCMR} > 0$
en freinage $F_{DCMR} < 0$

Pour déterminer le rayon dynamique en charge de la roue on calcule l'écrasement Δr subi par la roue dû à l'application du couple.

Cette différence de rayon est proportionnelle au carré du couple appliqué et inversement proportionnelle à la racine carrée de la pression de gonflage des pneus.(1)

Le coefficient de proportionalité dépend, quant à lui, de la masse du véhicule et s'exprime en $N^{-3/2}$.

La relation proposée est alors la suivante:

$$\Delta r = c(m) \cdot (F_{DCMR} + F_{BHE} + F_{FCE} + F_{IT})^2 / \sqrt{p} \qquad (B.2)$$

$c(m)$ - coefficient dépendant de la masse, $(N^{-3/2})$

F_{DCMR} - force développée par le moteur, (N)

F_{BHE}, F_{FCE} - pertes dans les essieux, (N)

F_{IT} - force d'inertie, (N)

p - pression de gonflage des pneus, (kPa)

---

(1) On pourra se référer à [41].

Dans le cas du freinage il faut tenir compte de plus de la force de freinage qui s'applique aux roues motrices.

$$\Delta r = c(m) \cdot (F_{DCMR} + F_{BHE} + F_{FCE} + F_{FRP} + F_{IT})^2 / \sqrt{p} \qquad (B.3)$$

B.1.3.2 Force due à la gravité sur une pente

Si α_p représente l'angle d'inclinaison de la route, la force exercée par le poids du système est égale à: $m_T \cdot g \cdot \sin\alpha_p$ (N).

Avec la convention suivante:

$\alpha_p > 0$ en montée

$\alpha_p < 0$ en descente

Algébriquement, la force due à la pente est

$$F_{INC} = -m_T \cdot g \cdot \sin\alpha_p \qquad (B.4)$$

elle est négative, donc résistante, en montée et positive, donc tractrice, en descente.

B.1.3.3 Force d'inertie

La force d'inertie dont nous tenons compte dans l'équilibre du système comprend les composantes qui agissent en amont et en aval du couplemètre. Ainsi on tiendra compte de l'inertie du moteur et de la boite de vitesses. Les composantes utiles sont: la force d'inertie linéaire du véhicule F_I, l'équivalent en masse de la force d'inertie des masses rotatives, F_{IR}, et du moteur F_{IM}.

Le camion et la remorque étant rigidement liés, la valeur algébrique de F_I est:

$$F_I = -m_T \cdot a \quad (N) \qquad (B.5)$$

avec $a = dv_r/dt$ (m/s^2)

où v_r représente la vitesse sur route du véhicule, (m/s).

La détermination de F_{IR} se fait en calculant un équivalent aux moments d'inertie des masses rotatives, roues, arbres et essieux, et en utilisant l'accélération linéaire.

Si J_R représente le moment d'inertie dynamique d'un pneu monté sur sa jante, $\frac{J_R}{(r_{CD}^T)^2}$ est son équivalent en masse.

De même J_{TR} représente le moment d'inertie dynamique des essieux et des arbres de transmission et $\frac{J_{TR}}{(r_{CD}^T)^2}$ est son équivalent en masse.

Donc:

$$F_{IR} = -\left(\Sigma \left\{ \frac{J_R}{(r_{CD}^T)^2} \middle| \text{ toutes les roues} \right\} + \frac{J_{TR}}{(r_{CD}^T)^2} \right) \cdot a \qquad (B.6)$$

où:

F_{IR} - force d'inertie due aux masses rotatives, (N)

a - accélération linéaire, (m/s^2)

J_R et J_{TR} - moments d'inertie d'une roue et du système boite de vitesses, essieux et arbres respectivement, ($kg \cdot m^2$)

r_{CD}^T - rayon dynamique en charge de la roue, (m)

Enfin la force d'inertie du moteur est:

$$F_{IM} = J_M \cdot (i_{TR} \cdot i_{EA} / r_{CD}^T)^2 \cdot \eta_{SP} \cdot a \qquad (B.7)$$

où:

J_M - moment d'inertie du moteur, ($kg \cdot m^2$)

η_{SP} - rendement du système de transmission de puissance

i_{TR} - rapport de la boite de vitesses

Ainsi la force d'inertie totale, F_{IT}, devient: $F_{IT} = F_I + F_{IR} + F_{IM}$

B.1.3.4 Détermination de la résistance totale au roulement

Sur une route idéalement droite et horizontale[1], la force de résistance totale au roulement se décompose en différentes forces selon les facteurs qui interviennent, à savoir:

a) la résistance de l'air;
b) la résistance au roulement due au contact des pneumatiques avec le sol;
c) les pertes par brassage des huiles et par friction dans le système propulsif.

Ces résistances peuvent dépendre de la vitesse sur route, du couple appliqué ou des deux à la fois, des températures internes et ambiantes, des conditions de la route et de l'environnement, de la surface frontale et de la forme de l'unité ainsi que d'autres paramètres dynamiques (centres de gravité, angle des roues...).

B.1.3.4.1 La résistance de l'air

D'après la théorie aérodynamique, on sait que la résistance au mouvement d'un véhicule en marche due à l'air est:

$$F_{RA} = c_{FRA} \cdot p_d \cdot S \qquad (B.8)$$

où:

F_{RA} - force de résistance frontale due à l'air du véhicule en mouvement, (N)

c_{FRA} - coefficient de trainée

p_d - pression dynamique, (N/m^2)

S - surface frontale, (m^2)

La pression dynamique de l'air est définie en fonction de la masse volumique de l'air et de la vitesse relative de l'air par rapport au véhicule par:

$$p_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{ra}^2$$

(1) Le cas des pentes et des tournants est étudié séparément.

où:

ρ - masse volumique de l'air, (kg/m^3)

v_{ra} - vitesse relative du véhicule par rapport à l'air, (m/s)

Il en résulte que:

$$F_{RA} = c_{FRA} \cdot \frac{\rho \cdot v_{ra}^2}{2} \cdot S \qquad (B.9)$$

Pour calculer F_{RA} il faut déterminer les valeurs des variables dont elle dépend.

a) La surface frontale maximale S se calcule à partir des mesures des dimensions du camion et de la remorque.

b) La masse volumique de l'air est fonction de la pression et de la température ambiante, en effet

$$\rho = \frac{12,6}{g \cdot R \cdot n_M} \frac{p_{amb}}{T_{amb}} \qquad (B.10)$$

où:

12,6 - poids de 1 m^3 d'air dans les conditions suivantes de température et de pression, T = 273 K, P = 101325 N/m^2, (N/m^3)

g - accélération de la pesanteur, (m/s^2)

R - constante molaire des gaz, elle vaut 8,3143, J/(mol.K)

n_M - nombre de moles par volume: 44,64 mol/m^3

p_{amb} - pression ambiante, (N/m^2)

T_{amb} - température absolue ambiante, (K)

En utilisant les conditions initiales suivantes:

p_o = 101 325 N/m^2
T_o = 298 K

la valeur correspondant de ρ est: $\rho_o = 1,18\ Ns^2/m^4$

Dans les conditions usuelles d'utilisation on peut supposer que la pression ambiante est constante et ainsi déterminer l'influence de la température ambiante sur ρ.

Sachant que $\rho = \frac{12,6}{g \cdot R \cdot n_M} \frac{p_o}{T_{amb}}$ et $\rho_o = \frac{12,6}{g \cdot R \cdot n_M} \frac{p_o}{T_o}$

on a: $\frac{\rho}{\rho_o} = \frac{T_o}{T_{amb}}$

$$\frac{\rho}{\rho_o} = \frac{298}{T_{amb}}$$

Cette influence est illustrée sur la figure B.3 ci-dessous.

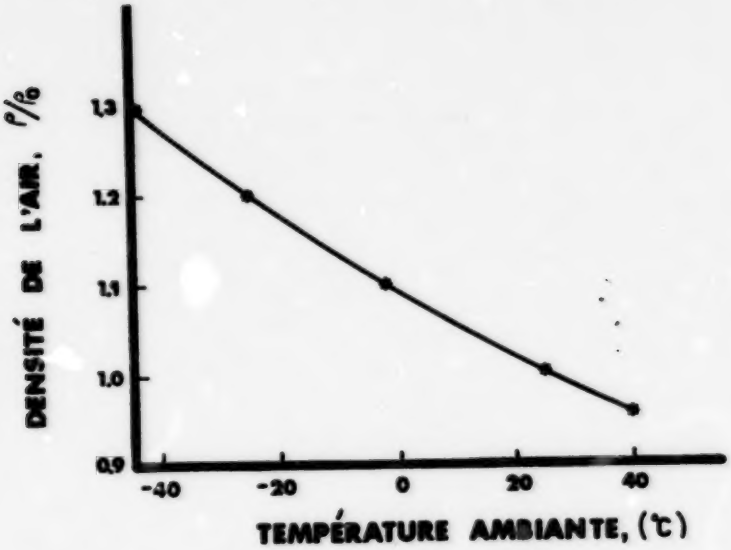


Figure B.3 Influence relative de la température ambiante sur le coefficient ρ

Pour une température de +40°C (313°K) $\rho/\rho_o = 0.952$

et pour une température de -40°C (233°K) $\rho/\rho_o = 1.278$

la résistance due à l'air augmente donc de 27,8% à -40°C et diminue de 4,8% à +40°C relativement à une résistance calculée à +25°C[1].

c) La vitesse relative du véhicule par rapport à l'air, v_{ra}, s'obtient comme projection orthogonale sur la trajectoire du véhicule du vecteur résultant de la vitesse sur route, $\vec{v}_r$, de ce véhicule et de la réaction à la vitesse du vent, $-\vec{v}_v$.

(1)Plus précisément, la courbe étant hyperbolique, en partant d'une position quelconque, une diminution de 1 degré a plus d'effet qu'une augmentation de 1 degré sur le rapport ρ/ρ_o, et, en conséquence, sur la résistance de l'air.

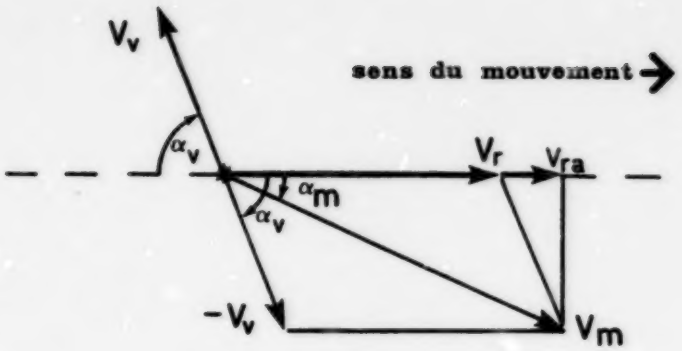


Figure B.4 Diagramme de composition de la vitesse sur route et de la vitesse du vent

Le capteur utilisé pour déterminer la vitesse et la direction du vent se compose de deux éléments: une girouette et un anémomètre.

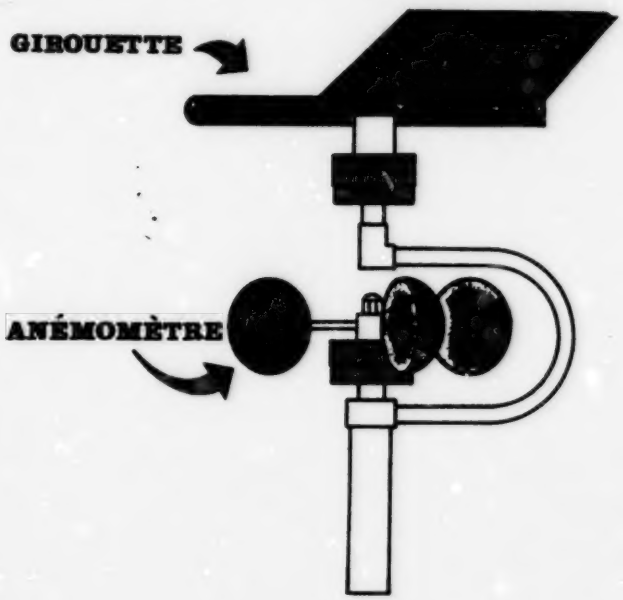


Figure B.5 Appareil de mesure de la direction et de la vitesse du vent

Ce système de mesure, monté à l'avant du camion et surélevé pour dépasser la zone de turbulences, donne directement la direction, le sens et l'intensité du vecteur résultant $v_m = v_r - v_v$. On obtient alors v_{ra}, en mesure algébrique, par:

$$v_{ra} = v_m \cdot \cos\alpha_m \tag{B.11}$$

où:

v_{ra} - mesure algébrique de la vitesse relative du véhicule par rapport à l'air, (m/s)

$\vec{v}_m = \vec{v}_r - \vec{v}_v$ - résultante de la vitesse du vent et de la réaction à la vitesse sur route, (m/s)

α_m - angle formé par la route et la direction de la résultante v_m, (rad)

α_r - angle aigu entre la direction du mouvement et celle du vent, (rad)

d) La détermination du coefficient de trainée, c_{FRA}, se fait expérimentalement à l'aide de décélérations en roue libre. Le camion et la remorque sont amenés à une certaine vitesse initiale sur une route droite et horizontale, le moteur est alors débrayé et on mesure la distance parcourue jusqu'à l'arrêt total. La résolution de l'équation différentielle du mouvement, (B.57), développée à la partie 1.3.5 ci-dessous, permet de déterminer le coefficient K de l'équation suivante:

$$F_{RA} = K \cdot S \cdot v_{ra}^2 \tag{B.12}$$

En comparant les équations (B.9) et (B.12) il vient:

$$K = \frac{1}{2} \cdot c_{FRA} \cdot \rho \tag{B.13}$$

Connaissant les conditions d'expérimentation, la valeur de ρ est déterminée et on déduit celle du coefficient de trainée:

$$c_{FRA} = \frac{2 \cdot K}{\rho} \tag{B.14}$$

B.1.3.4.2 La résistance au roulement due au contact des pneumatiques avec le sol

La résistance au roulement dépend:

- des caractéristiques de la route: profil horizontal et vertical, uniformité de la surface, déformation sous charge;
- des caractéristiques du véhicule: angle de carrossage des roues directrices avant, angle de dérive latérale des roues avant, vibration du système de suspension;
- des caractéristiques des pneus: type de pneu, pression de gonflage, type d'essieu;
- du couple appliqué aux roues tractrices, etc...

De plus, la résistance au roulement est proportionnelle à la masse totale de l'ensemble:

$$F_{RT} = m_T \cdot g \cdot f_{RT} \qquad (B.15)$$

où:

F_{RT} - force de résistance totale au roulement due au contact des pneus avec le sol, (N)

m_T - masse totale de l'ensemble camion-remorque, (kg)

f_{RT} - facteur de résistance au roulement qui tient compte des paramètres dont dépend F_{RT}

g - accélération de la pesanteur, (m/s^2)

Si α_p désigne l'angle de la pente verticale de la route, la force d'application au sol devient $m_T \cdot g \cdot \cos\alpha_p$ et la force de résistance au roulement est alors

$$F_{RT} = m_T \cdot g \cdot \cos\alpha_p \cdot f_{RT} \qquad (B.16)$$

L'autre composante de la masse représente alors la force dite d'inclinaison F_{INC}.

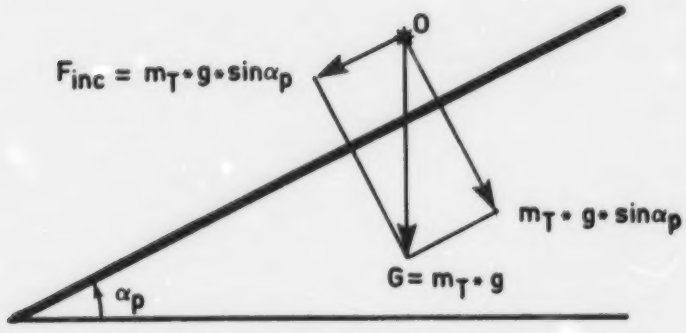


Figure B.6 Décomposition du poids d'un véhicule sur une pente

Sous une forme générale, le facteur de résistance au roulement, f_{RT}, peut s'écrire de la manière suivante:

$$f_{RT} = \dot{f}_{RR_\bullet} + \dot{f}_v + f_M + \dot{f}_c + f_{SD} + f_{\mu G} + \dot{f}_{ir} \qquad (B.17)$$

où:

$\dot{f}_{RR_\bullet}$ - facteur de résistance au roulement initiale, sans application de couple et à vitesse voisine de zéro, sur une route droite et horizontale

Les autres facteurs sont les additions à apporter à $\dot{f}_{RR_\bullet}$ pour différents paramètres:

$\dot{f}_v$ - facteur de résistance due à l'augmentation de la vitesse sur route

f_M - facteur de résistance complémentaire lors de l'application du couple aux roues motrices

$\dot{f}_c$ - facteur de résistance provoquée par l'angle de carrossage des roues directrices, il est proportionnel à cet angle

f_{SD} - facteur de résistance provoquée par la déformation du sol

$f_{\mu G}$ - facteur de pertes par micro-glissement des roues tractrices sur le sol

$\dot{f}_{ir}$ - facteur de pertes dues aux irrégularités de la surface de la route et aux micro-déviations

Les essais de décélération en roue libre permettent de déterminer les facteurs qui ne dépendent pas de l'application du couple. Par cette méthode on calcule d'une part f_{RR_o}, voir partie B.1.3.5 ci-dessous, qui ne dépend ni du couple ni de la vitesse, d'autre part $\dot{f}_v + \dot{f}_c + \dot{f}_{ir}$ qui dépend uniquement de la vitesse.

En notant $\dot{f}_{RT}$ le facteur de résistance au roulement en l'absence d'application du couple on a:

$$\dot{f}_{RT} = \dot{f}_{RR_o} + \dot{f}_v + \dot{f}_c + \dot{f}_{ir} \qquad (B.18)$$

ainsi la relation (B.17) se réécrit:

$$f_{RT} = \dot{f}_{RT} + f_M + f_{SD} + f_{\mu G} \qquad (B.19)$$

Les essais à vitesse constante sur une route droite et horizontale[1] permettent à leur tour, moyennant la connaissance de $\dot{f}_{RT}$, de déterminer la partie de $f_M + f_{SD} + f_{\mu G}$ qui ne dépend ni de la pente ni des courbes. La résolution de l'équation du mouvement qui en découle est développée à la partie B.1.3.6 ci-dessous. Plus précisément:

- le facteur $f_{\mu G}$ correspondant aux pertes par micro-glissement est principalement fonction du couple appliqué aux roues tractrices et de la pente de la route; comme nos essais se font sur un terrain horizontal, seule la première variable, le couple, est prise en compte dans son calcul;
- le facteur f_{SD} se comporte comme $f_{\mu G}$, à la différence qu'il diminue lorsque la pente augmente, car pour un plus grand angle α_p, la pression au sol due au poids du véhicule diminue, et par conséquent f_{SD} décroit.

---

(1) On tient compte de la légère pente de la route lors des calculs, cette pente est déterminée manuellement de façon très précise.

Comme les quatre derniers facteurs de la relation (B.19) dépendent en totalité ou en partie du couple appliqué, il est très difficile de calculer chaque composante séparément. Les types d'essais effectués permettent alors de calculer un facteur global dû à l'application du couple, f_{MT}, qui inclut f_M et les parties de f_{SD} et $f_{\mu G}$ qui dépendent du couple.

L'équation (B.19) devient alors:

$$f_{RT} = f_{RT}^{\cdot} + f_{MT} + f_{M\alpha} + f_{SD\alpha} + f_{\mu G\alpha} \qquad (B.20)$$

où $f_{M\alpha}$, $f_{SD\alpha}$ et $f_{\mu G\alpha}$ représentent les parties de f_M, f_{SD} et $f_{\mu G}$ qui ne dépendent que de l'angle d'inclinaison α_p.

La méthode de détermination de f_{MT} est présentée à la partie B.1.3.7 ci-dessous.

B.1.3.4.3 Détermination des pertes dans le système propulsif

Les pertes dans le système propulsif sont principalement de deux types: les pertes par brassage de l'huile dans la boite de vitesses et les essieux arrière, F_{BH}, et les pertes par friction ou frottements mécaniques internes, F_{FC}. On peut aussi mentionner les pertes dues aux joints d'étanchéité et aux roulements. Mais ces dernières seront calculées en même temps que les pertes par brassage et par friction, sans en être séparées.

On peut donc écrire:

$$F_{SP} = F_{BH} + F_{FC} \qquad (B.21)$$

où:

F_{SP} - force résistante dans le système propulsif, (N)

F_{BH} - force résistante due au brassage des huiles, (N)

F_{FC} - force résistante par frottement mécanique interne, (N)

Les pertes provoquées par ces forces dépendent de plusieurs facteurs, tels que:

- le couple transmis;
- la vitesse;
- les températures des huiles;
- les types d'huiles;
- le dessin des éléments, etc.

Certains de ces facteurs sont des paramètres, à savoir: le type d'huile, le dessin des éléments; d'autres sont des variables, à savoir: le couple transmis, la vitesse sur route, la température des huiles.

a) **Pertes par brassage de l'huile**

Les pertes par brassage dépendent essentiellement de deux variables qui sont la viscosité des huiles et la vitesse de rotation du système. À son tour, la viscosité dépend des températures.

Par définition, les pertes par brassage des huiles sont indépendantes de l'application du couple. On peut donc écrire, avec la convention adoptée pour l'indice supérieur "•": $F_{BH} = \dot{F}_{BH}$.

La méthode utilisée pour déterminer $\dot{F}_{BH}$ sera donc basée sur des essais de décélération en roue libre avec camion surélevé, voir le paragraphe B.1.3.5 ci-dessous.

Les pertes $\dot{F}_{BH}$ se situent à deux niveaux: pertes dans la boite de vitesses et pertes dans les essieux.

On peut donc écrire:

$$\dot{F}_{BH} = \dot{F}_{BHB} + \dot{F}_{BHE} \tag{B.22}$$

où:

$\dot{F}_{BHB}$ - résistance due au brassage dans la boite de vitesses, (N)

$\dot{F}_{BHE}$ - résistance due au brassage dans les essieux, (N)

L'instrument de mesure du couple étant situé entre la boite de vitesses et l'essieu avant-arrière, on peut déterminer l'une ou l'autre des deux pertes selon que l'on étudie l'équilibre énergétique au moteur ou à la roue. Globalement, les pertes par brassage peuvent se décomposer comme suit:

$$\dot{F}_{BH} = \dot{F}_{BH_o} + f(v_r) \tag{B.23}$$

où:

$\dot{F}_{BH_o}$ - résistance due au brassage initiale, à vitesse voisine de zéro, elle dépend en particulier de la température des huiles, T, et de leur type, (N)

$f(v_r)$ - résistance fonction de la vitesse sur route, v_r, qui dépend aussi de la température des huiles, T, et de leur type, (N)

Les résultats des essais effectués[1] montrent que la fonction $f(v_r)$ est linéaire par rapport à v_r on peut donc écrire:

$$\dot{F}_{BH} = \dot{F}_{BH_o} + c_{BH} \cdot v_r \qquad (B.24)$$

où:

c_{BH} - coefficient de perte par brassage qui est fonction de la température des huiles et de leur type, (N·s/m)

Pour séparer les pertes dans la boite de vitesses de celles dans les essieux, on peut mesurer le couple absorbé en amont du couplemètre lorsque le moteur est débrayé. La mesure ainsi obtenue est celle des pertes par brassage dans la boite, à une vitesse donnée que l'on mesure aussi, et il suffit de la retrancher de F_{BH} pour obtenir F_{BHE}.

Une autre méthode consiste à déterminer les pertes par brassage dans tout le système propulsif, puis les pertes dans les configurations suivantes: boite de vitesses et essieu avant-arrière, boite de vitesses et essieu arrière-arrière, pour, enfin, procéder par différence.

b) Pertes par friction ou frottements mécaniques internes

Ces pertes dépendent d'une part des paramètres reliés à la nature des huiles tels que la viscosité, le nombre et la qualité des additifs, d'autre part de certaines variables dont les plus importantes sont la température des huiles, le couple appliqué et la vitesse.

Les pertes par friction se situent aux niveaux de la boite de vitesses, des joints universels et des essieux. Cependant on ne séparera pas les pertes dans les joints universels, elles seront incluses dans celles de l'élément le plus proche. On peut donc décomposer F_{FC} en:

$$F_{FC} = F_{FCB} + F_{FCE} \qquad (B.25).$$

(1) Voir par exemple le rapport RT-55, publié par FERIC, page 34.

où:

F_{FCB} - résistance due à la friction dans la boîte de vitesses et des joints universels en amont du couplemètre, (N)

F_{FCE} - résistance due à la friction dans les essieux et des joints universels en aval du couplemètre, (N)

Ici encore la position du couplemètre permet de déterminer chacune des composantes de F_{FC} selon que l'on étudie l'équilibre énergétique en amont ou en aval de l'instrument. Pourtant, dans la pratique, il est plus facile de déterminer F_{FC} et F_{FCE} puis de déduire F_{FCB} par différence.

Les essais utilisés pour déterminer F_{FC} et F_{FCE} sont des essais effectués à vitesse constante en utilisant le tronçon de route sur lequel ont été effectués les essais de décélération en roue libre. L'étude du mouvement dans ce cas est développée au paragraphe B.1.3.6 ci-dessous.

B.1.3.5 Étude du mouvement dans le cas des essais de décélération

Les essais de décélération sont de deux types:

- décélération en roue libre avec camion surélevé;
- décélération en roue libre au sol, sur route droite et horizontale(1).

B.1.3.5.1 Décélération en roue libre avec camion surélevé

Ce type d'essais sert à déterminer les coefficients F_{BH_o} et c_{BH}.

Le camion étant surélevé, le système propulsif est amené à une vitesse initiale v_i, le moteur est débrayé et on mesure le temps écoulé jusqu'à l'arrêt total du système, ainsi que le nombre total de tours effectués.

Cette procédure est appliquée à chacune des configurations suivantes: la boîte de vitesses seule, la boîte de vitesses et l'essieu avant-arrière, la boîte de vitesses et l'essieu arrière-arrière, la boîte de vitesses et les deux essieux arrière, chaque essieu étant utilisé avec et sans roues.

(1) Avec correction de la pente, s'il y en a, grâce à un profilage manuel, ainsi qu'une correction tenant compte de l'intensité et de la direction du vent.

L'équation générale du mouvement qui représente l'équilibre entre les forces tractrices et les forces résistantes, s'écrit:

$$F_{IR} + \dot{F}_{BH} + F_{RRA} - 0 \qquad (B.26)$$

où:

F_{IR} - force d'inertie des masses rotatives, qui varient selon chaque configuration, (N)

$\dot{F}_{BH}$ - résistance due au brassage des huiles, (N)

F_{RRA} - résistance due à la résistance de l'air provoquée par les pièces en rotation, principalement les roues, (N)

a) **Détermination de F_{IR}**

Pour calculer F_{IR} il faut connaitre les moments d'inertie rotative des roues motrices et du système de transmission; boite de vitesses, différentiels et arbres. Le moment d'inertie d'une roue motrice, J_R, est déterminé par la méthode exposée dans le rapport TP8140E page 48, [23]. La méthode consiste à laisser une roue prendre de la vitesse sur un plan incliné, sous le seul effet de son poids et à mesurer le temps mis pour parcourir une distance donnée.

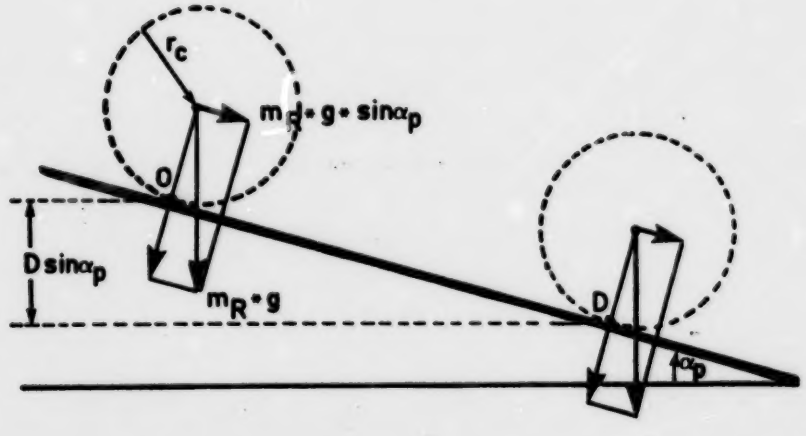


Figure B.7 Diagramme de détermination du moment d'inertie d'une roue

Sur le diagramme précédent:

m_R - masse de la roue, (kg)

g - l'accélération de la pesanteur, (m/s^2)

r_c - rayon cinématique de la roue, (m)

D - distance parcourue, (m)

α_p - angle d'inclinaison de la route, (rad)

De plus on désigne par:

t - temps mis pour aller de 0 à D, (s)

a - accélération linéaire de la roue, (m/s^2)

En utilisant le principe de conservation de l'énergie entre la position initiale, au point 0, et la position finale, au point D, on obtient:

$$\text{variation de l'énergie potentielle} - \Delta V = m_R \cdot g \cdot D \cdot \sin\alpha_p \qquad (B.27)$$

variation de l'énergie cinétique -

$$- \Delta K = \frac{1}{2} \cdot m_R \cdot (v_f^2 - v_i^2) + \frac{1}{2} \cdot J_R \cdot (\omega_f^2 - \omega_i^2) \qquad (B.28)$$

où:

v_i et v_f représentent les vitesses linéaires initiales et finales du centre de la roue, (m/s)

ω_i et ω_f représentent les vitesses angulaires initiales et finales de la roue, (rad/s)

J_R est le moment d'inertie de la roue autour de son axe, ($kg \cdot m^2$).

Il est clair que:

$v_i = 0$

$\omega_i = 0$

$\omega_f = \frac{v_f}{r_c}$

$$D = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$$

$$v_f = a \cdot t = \frac{2 \cdot D}{t}$$

En résolvant l'équation $\Delta K = \Delta V$ il vient:

$$\frac{1}{2} m_R \cdot v_f^2 + \frac{1}{2} \cdot J_R \cdot \omega_f^2 = m_R \cdot g \cdot D \cdot \sin\alpha_p \qquad (B.29)$$

d'où:

$$J_R = m_R \cdot r_c^2 \left(\frac{g \cdot t^2 \cdot \sin\alpha_p}{2D} - 1 \right) \qquad (B.30)$$

Pour déterminer le moment d'inertie du système propulsif, J_{SP}, on réalise les expériences suivantes avec le camion surélevé: dans un premier temps, avec toutes les roues en place, soit N_1 roues, on amène le système à une vitesse initiale v_i, on débraye le moteur et on mesure le temps t_1 jusqu'à l'arrêt total; dans un deuxième temps, on conserve N_2 roues mais on garde les deux essieux connectés, on amène le système à la même vitesse initiale v_i, puis on débraye le moteur et on mesure le temps t_2 jusqu'à l'arrêt total.

En négligeant la variation de la résistance à l'air due à la rotation des roues, car cette résistance est elle-même très petite, on a à chaque instant les équilibres suivants:

$$F_{IR} + \dot{F}_{BH} + F_{RRA} = 0 \qquad (B.26)$$

$$F'_{IR} + \dot{F}_{BH} + F_{RRA} = 0 \qquad (B.31)$$

où F'_{IR} est la force d'inertie rotative lorsqu'on a utilisé N_2 roues, (N).

En remplaçant F_{IR} et F'_{IR} par leurs valeurs on obtient:

$$F_{IR} = -\left(N_1 \frac{J_R}{r_c^2} + \frac{J_{TR}}{r_c^2}\right) \frac{dv}{dt} = -\dot{F}_{BH} - F_{RRA} \qquad (B.32)$$

$$F'_{IR} = -\left(N_2 \frac{J_R}{r_c^2} + \frac{J_{TR}}{r_c^2}\right) \frac{dv}{dt} = -\dot{F}_{BH} - F_{RRA} \qquad (B.33)$$

où:

J_R - moment d'inertie d'une roue par rapport à son axe, ($kg \cdot m^2$)

J_{TR} - équivalent du moment d'inertie des arbres de transmission et des essieux par rapport à leurs axes, considéré comme le moment d'inertie d'une roue hypothétique de même rayon que les roues motrices, ($kg \cdot m^2$)

Après intégration de 0 à t_1 dans le premier cas et de 0 à t_2 dans le deuxième, il vient:

$$(N_1 \frac{J_R}{r_c^2} + \frac{J_{TR}}{r_c^2}) \times (-v_1) = (\dot{F}_{BH} + F_{RRA}) \times t_1$$

$$(N_2 \frac{J_R}{r_c^2} + \frac{J_{TR}}{r_c^2}) \times (-v_1) = (\dot{F}_{BH} + F_{RRA}) \times t_2$$

d'où:

$$J_{TR} = N_1 \cdot J_R \cdot (\frac{t_2 - \frac{N_2}{N_1} t_1}{t_1 - t_2}) \qquad \text{(Nota: } t_2 < t_1\text{)} \qquad \text{(B.34)}$$

Cette formule se simplifie si on néglige F_{RRA} et que l'on enlève toutes les roues motrices lors du deuxième essai, $N_2 = 0$.

Elle devient:

$$J_{TR} = N_1 \cdot J_R \cdot (\frac{t_2}{t_1 - t_2}) \qquad \text{(B.35)}$$

d'où:

$$J_{SP} = N_1 \cdot J_R + J_{TR} = N_1 \cdot J_R \, (\frac{t_1}{t_1 - t_2}) \qquad \text{(B.36)}$$

La force d'inertie due aux masses rotatives, à chaque instant, est alors égale à:

$$F_{IR} = - \frac{J_{SP}}{r_c^2} \times \frac{dv_r}{dt} \qquad \text{(B.37)}$$

b) **Détermination de $\dot{F}_{BH}$**

Dans le cas de la décélération en roue libre avec camion surélevé les seules forces dont nous tenons compte sont:
- la force d'inertie des masses rotatives: F_{IR}
- les pertes par brassage des huiles: F_{BH}
- les pertes dues à la résistance de l'air pour les masses en rotation: F_{RRA}

Comme les pertes F_{RRA} sont minimes nous allons les inclure dans le calcul des pertes par brassage des huiles.

L'équation du mouvement devient alors

$$F_{IR} + \dot{F}_{BH} = 0 \qquad (B.38)$$

qui se réécrit:

$$- \frac{1}{r_c^2} J_{SP} \frac{dv_r}{dt} + \dot{F}_{BH} = 0 \qquad (B.39)$$

où v_r représente la vitesse linéaire des roues, (m/s).

En supposant que $\dot{F}_{BH}$ est fonction seulement de la vitesse[1] on peut déterminer précisément sa forme à partir du nuage de points qui représente les variations de l'accélération en fonction de la vitesse sur route.

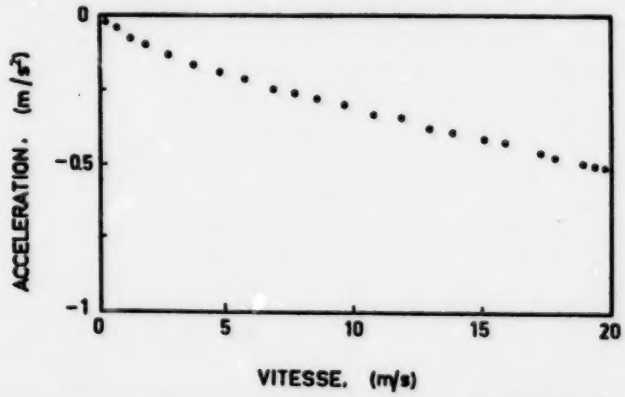


Figure B.8 Nuage des points enregistrés lors d'essais de décélération en roue libre

(1) En fait nous regroupons ici toutes les résistances qui sont fonction de la vitesse; la partie de la résistance due au brassage des huiles qui est fonction du couple sera incluse dans le calcul des pertes par friction ou résistances dues à l'application du couple.

Pour des vitesses non voisines de zéro la forme du nuage montre que l'accélération est une fonction affine de la vitesse:

$$a = c_0 + c_1 v_r \qquad (B.40)$$

Pour les petites vitesses la forme du nuage montre que:

$$a = d_1 v_r + d_2 v_r^2 \qquad (B.41)$$

Si v_0 représente la valeur critique où la courbe change de forme, pour assurer une continuité entre les deux sections de la courbe il faut satisfaire les conditions suivantes:

$c_0 + c_1 v_0 = d_1 v_0 + d_2 v_0^2$ (égalité des accélérations)

$c_1 = d_1 + 2 d_2 v_0$ (égalité des dérivées)

on détermine alors d_1 et d_2 en fonction de c_0, c_1 et v_0 par:

$d_1 = 2 c_0/v_0 + c_1$ et $d_2 = - c_0/v_0^2$

Comme on se place à des vitesses supérieures à la valeur critique v_0, on déduit que F_{BH}, comme l'accélération, est une fonction affine de la vitesse. On peut donc écrire:

$$\dot{F}_{BH} = \dot{F}_{BH_0} + c_{BH} v_r \qquad (B.42)$$

où:

c_{BH} = coefficient linéaire de perte par brassage des huiles, (N·s/m)

Il suffit ensuite de résoudre, pour $v_r \neq 0$, l'équation différentielle

$$- \frac{1}{r_c^2} \cdot J_{SP} \cdot \frac{dv_r}{dt} + \dot{F}_{BH_0} + c_{BH} \cdot v_r = 0 \qquad (B.43)$$

En intégrant de 0 à t on obtient:

$$t = \frac{J_{SP}}{r_c^2} \cdot \frac{1}{c_{BH}} \cdot \ln \left(\frac{c_{BH} \cdot v_i + \dot{F}_{BH_\bullet}}{c_{BH} \cdot v_f + \dot{F}_{BH_\bullet}} \right) \qquad (B.44)$$

où:

v_i - vitesse initiale au temps 0, (m/s)

v_f - vitesse finale au temps t, (m/s)

t - durée de l'essai de décélération, (s)

De l'équation (B.44) on calcule $\dot{F}_{BH_\bullet}$ en fonction de c_{BH} par:

$$\dot{F}_{BH_\bullet} = c_{BH} \left(v_i - v_f \cdot \exp \left(\frac{c_{BH} \cdot r_c^2 \cdot t}{J_{SP}} \right) \right) / \left(\exp \left(\frac{c_{BH} \cdot r_c^2 \cdot t}{J_{SP}} \right) - 1 \right) \qquad (B.45)$$

Cette équation contient deux inconnues, $\dot{F}_{BH_\bullet}$ et c_{BH}. Pour les déterminer il faut alors recommencer l'essai deux fois, à partir de deux vitesses initiales différentes, v_i et v_i', et s'arrêter à la même vitesse finale v_f. On obtient un système de deux équations similaires à (B.45) qui permet d'éliminer l'inconnue $F_{BH_\bullet}$ et de calculer c_{BH}.

La résolution du système conduit à l'équation suivante dans laquelle on a posé $k = \frac{r_c^2}{J_{sp}}$:

$$v_i \left(e^{k \cdot c_{BH} \cdot t'} - 1 \right) - v_i' \left(e^{k \cdot c_{BH} \cdot t} - 1 \right) = v_f \left(e^{k \cdot c_{BH} \cdot t'} - e^{k \cdot c_{BH} \cdot t} \right) \qquad (B.46)$$

où:

v_i et v_i' - vitesses initiales de deux essais différents, (m/s)

v_f - vitesse finale commune des deux essais, (m/s)

t et t' - durées des décélérations de v_i à v_f et de v_i' à v_f respectivement, (s)

La résolution de l'équation (B.46) se fait par itération sur c_{BH}. Le calcul de $F^{\bullet}_{BH_{\bullet}}$ se fait en remplaçant dans l'équation (B.45) la valeur trouvée pour c_{BH}.

Pour séparer les résistances dues au brassage des huiles dans les essieux, on recommence les essais de décélération précédents en éliminant un premier essieu puis les deux essieux.

Si on note:

$F^{\bullet 1}_{BH_{\bullet}}$ et $F^{\bullet 2}_{BH_{\bullet}}$ - résistances dues au brassage initiales en éliminant un essieu et deux essieux respectivement,

c^{1}_{BH} et c^{2}_{BH} - valeur de c_{BH} lorsqu'on élimine un essieu et deux essieux respectivement,

$F^{\bullet 1}_{BH}$ et $F^{\bullet 2}_{BH}$ - résistances dues au brassage à une vitesse donnée dans un essieu et le système de transmission et dans le système de transmission tout seul, respectivement,

on a:

$$F^{\bullet 1}_{BH} = F^{\bullet 1}_{BH_{\bullet}} + c^{1}_{BH} \cdot v_r \qquad (B.47)$$

$$F^{\bullet 2}_{BH} = F^{\bullet 2}_{BH_{\bullet}} + c^{2}_{BH} \cdot v_r \qquad (B.48)$$

les inconnues $F^{\bullet 1}_{BH_{\bullet}}$, $F^{\bullet 2}_{BH_{\bullet}}$, c^{1}_{BH} et c^{2}_{BH} sont alors calculées en résolvant des équations analogues aux équations (B.45) et (B.46).

On peut alors calculer par différence les résistances dues au brassage dans les essieux.

On obtient:

$$F^{\bullet}_{BHE_{\bullet}} = F^{\bullet}_{BH_{\bullet}} - F^{\bullet 2}_{BH_{\bullet}} \qquad (B.49)$$

$$c_{BHE} = c_{BH} - c^{2}_{BH} \qquad (B.50)$$

et ainsi

$$F^{\bullet}_{BHE} = F^{\bullet}_{BHE_{\bullet}} + c_{BHE} \cdot v_r \qquad (B.51)$$

où:

$\dot{F}_{BHE}$ - résistance due au brassage dans les deux essieux, (N)

$\dot{F}_{BHE_o}$ - résistance initiale, à une vitesse voisine de zéro, due au brassage dans les deux essieux, (N)

c_{BHE} - coefficient linéaire de perte par brassage dans les essieux, (N·s/m)

B.1.3.5.2 Décélération en roue libre au sol

Ce type d'essais s'effectue sur une route droite et horizontale[1]. Il permet de déterminer les résistances et les pertes qui sont fonction exclusivement de la vitesse sur route, donc indépendantes du couple appliqué. Les forces dont il est question sont:

- la résistance à l'air,
- la portion de résistance au roulement due à la vitesse,
- les pertes par brassage des huiles qui sont, dans notre cas, déjà déterminées (voir paragraphe précédent).

L'essai consiste à amener le véhicule à une vitesse initiale donnée v_i, à débrayer le moteur et à laisser rouler le véhicule jusqu'à arrêt complet ou bien jusqu'à atteindre une vitesse finale v_f fixée à l'avance.

On mesure alors la distance parcourue et le temps écoulé pour décélérer de v_i à 0 ou bien de v_i à v_f.

L'équation générale du mouvement est:

$$F_{IT} + \dot{F}_{BH} + F_{RA} + \dot{F}_{RT} = 0 \qquad (B.52)$$

où:

F_{IT} - force d'inertie totale, elle représente la seule force tractrice en l'absence d'application du couple et sur une route horizontale, (N)

F_{RA} - résistance due à l'air, (N)

$\dot{F}_{BH}$ - résistance due au brassage des huiles, (N)

---

(1) Avec correction de la pente, s'il y en a, grâce à un profilage manuel.

$\dot{F}_{RT}$ - résistance totale au roulement due seulement au facteur vitesse, (N)

À l'instar de la relation (B.17) §B.1.3.4.2, on peut décomposer $\dot{F}_{RT}$ en:

$$\dot{F}_{RT} = \dot{F}_{RR_o} + (\dot{F}_v + \dot{F}_c + \dot{F}_{ir} + \dot{F}_{RES}) \qquad (B.53)$$

où:

$\dot{F}_{RR_o}$ - résistance au roulement initiale, sans application de couple, à vitesse voisine de zéro, sur une route droite et horizontale, (N)

$\dot{F}_v$ - résistance due à l'augmentation de la vitesse sur route, (N)

$\dot{F}_c$ - résistance due à l'angle de carrossage des roues, (N)

$\dot{F}_{ir}$ - résistance due aux irrégularités de la surface de la route, (N)

$\dot{F}_{RES}$ - résistances résiduelles sans application de couple, (N)

Comme on ne sépare pas les forces $\dot{F}_v$, $\dot{F}_c$, $\dot{F}_{ir}$ et $\dot{F}_{RES}$ on détermine leur somme globalement et on pose:

$$\dot{F}_{RR} = \dot{F}_v + \dot{F}_c + \dot{F}_{ir} + \dot{F}_{RES} \qquad (B.54)$$

L'équation (B.52) devient alors:

$$F_{IT} + \dot{F}_{BH} + F_{RA} + \dot{F}_{RR_o} + \dot{F}_{RR} = 0 \qquad (B.55)$$

dans laquelle:

$\dot{F}_{BH}$ est déjà déterminée en fonction de la vitesse:

$\dot{F}_{BH} = \dot{F}_{BH_o} + c_{BH} \cdot v_r$ (cf B.24)

$\dot{F}_{RR_o}$ est une constante

F_{RA} est une fonction de la vitesse au carré

$F_{RA} = K \cdot S \cdot v_{ra}^2$ (cf B.12)

$\dot{F}_{RR}$ est une fonction de la vitesse

$\dot{F}_{RR} = f(v_r)$

D'autre part, à partir des relations (B.5) et (B.37)

$$F_I + F_{IR} = -m_t \cdot \frac{dv_r}{dt} - \frac{J_{SP}}{r_c^2} \cdot \frac{dv_r}{dt} \qquad (B.56)$$

On est donc amené à résoudre:

$$-(m_T + \frac{J_{SP}}{r_c^2}) \frac{dv_r}{dt} + \dot{F}_{BH_o} + c_{BH} \cdot v_r + K \cdot S \cdot v_{ra}^2 + \dot{F}_{RR_o} + f(v_r) = 0 \qquad (B.57)$$

La forme du nuage de points qui représente l'accélération en fonction de la vitesse au cours de ces essais montre une relation parabolique entre ces deux grandeurs. On est donc conduit à choisir

$$f(v_r) = c_{R2} \cdot v_r^2 + c_{R1} \cdot v_r \qquad (B.58)$$

On sait aussi que $v_{ra} = v_m \cdot \cos\alpha_m = +v_r - v_v \cdot \cos\alpha_v$ (cf B.11)

Dans le cas où la route est horizontale, $\alpha_p = 0$, l'équation (B.57) se réécrit:

$$-(m_T + \frac{J_{SP}}{r_c^2}) \frac{dv_r}{dt} + \dot{F}_{BH_o} + c_{BH} \cdot v_r + K \cdot S \cdot (v_r - v_v \cdot \cos\alpha_v)^2 +$$

$$+ \dot{F}_{RR_o} + c_{R2} \cdot v_r^2 + c_{R1} \cdot v_r = 0 \qquad (B.59)$$

Dans le cas général, $\alpha_p \neq 0$, il est nécessaire de faire intervenir la force due à la pesanteur, F_{INC}, et de considérer la composante normale de la résistance au roulement; l'équation (B.57) devient alors:

$$-(m_T + \frac{J_{SP}}{r_c^2}) \frac{dv_r}{dt} + \dot{F}_{BH_\bullet} + c_{BH} \cdot v_r + K \cdot S \, (v_r - v_v \cdot \cos\alpha_v)^2 +$$

$$+ (\dot{F}_{RR_\bullet} + c_{R2} \cdot v_r^2 + c_{R1} \cdot v_r) \cos\alpha_p + m_T \cdot g \cdot \sin\alpha_p = 0 \; (^{(1)}) \qquad (B.60)$$

L'équation (B.60) se réécrit sous la forme condensée suivante:

$$-\delta_m \cdot m_T \cdot \frac{dv_r}{dt} + \dot{F}_\bullet + bv_r + cv^2{}_r = 0 \qquad (B.61)$$

où:

$$\delta_m = 1 + \frac{J_{SP}}{m_T \cdot r_c^2}$$

$$\dot{F}_\bullet = \dot{F}_{BH_\bullet} + \dot{F}_{RR_\bullet} \cos\alpha_p + m_T \cdot g \cdot \sin\alpha_p + K \cdot S \cdot v_v^2 \cdot \cos^2\alpha_v$$

$$b = c_{BH} - 2K \cdot S \cdot v_v \cdot \cos\alpha_v + c_{R1} \cdot \cos\alpha_p$$

$$c = KS + c_{R2} \cos\alpha_p$$

Une première méthode consiste à résoudre l'équation différentielle (B.61) par intégration sous les conditions suivantes:

état initial: vitesse = v_i temps = 0
état final : vitesse = v_f temps = t

La solution est:

$$t = \frac{2 \cdot \delta_m \cdot m_T}{\sqrt{4c\dot{F}_\bullet - b^2}} \left(\text{Arctan} \frac{2c \cdot v_i + b}{\sqrt{4c\dot{F}_\bullet - b^2}} - \text{Arctan} \frac{2c \cdot v_f + b}{\sqrt{4c\dot{F}_\bullet - b^2}} \right) \qquad (B.62)$$

dans laquelle les inconnues sont $\dot{F}_\bullet$, b et c.

---

(1) Rappel: α_p est positif en montée.
Les forces tractrices sont positives.
Les forces résistantes sont négatives.

La résolution de l'équation (B.62) se fait en construisant un système de trois équations de même type obtenues à partir de trois essais différents:

décélération de v_i à v_f de durée t,
décélération de v_i' à v_f de durée t',
décélération de v_i'' à v_f de durée t",

puis en procédant par itération sur b, c et $\dot{F}_\bullet$.

En vue de séparer les inconnues K et c_{R2} qui entrent dans l'équation $c = K \cdot S + c_{R2} \cdot \cos\alpha_p$, des essais de même type, mais avec une configuration différentes, sont utilisés.

On part de l'hypothèse que le coefficient de résistance au roulement, est proportionnel à la charge spécifique par roue.

En fixant un paramètre et en faisant varier l'autre, on obtient une nouvelle valeur de c correspondant à une nouvelle valeur de $c_{R2} \cdot \cos\alpha_p$ ce qui permet alors de déterminer K et $c_{R2} \cdot \cos\alpha_p$.

La seconde série d'essais se fait donc en conservant N_2 roues motrices du camion et en réduisant la charge totale en conséquence pour ne pas faire varier la charge par roue. La pression de gonflage des roues restant égale par ailleurs.

L'équation (B.61) devient:

$$-\delta_m \cdot m_T \cdot \frac{dv_r}{dt} + \dot{F}_\bullet + b' \cdot v_r + c' \cdot v_r^2 = 0 \qquad \text{(B.63)}$$

dans laquelle

$$b' = C_{BH} - 2K \cdot S \cdot v_r \cdot \cos\alpha_r + c'_{R1} \cdot \cos\alpha_p$$

$$c' = KS + c'_{R2} \cos\alpha_p$$

où:

c'_{R1}, c'_{R2} – coefficients de résistance au roulement correspondant à la nouvelle configuration, soit N_2 roues motrices.

Les valeurs de c et c' étant déterminées lors de la résolution de l'équation (B.62), on obtient le système suivant:

$$\begin{cases} c = KS + c_{R2}\cos\alpha_p \\ c' = KS + \frac{N_2}{N_1} c_{R2}\cos\alpha_p \end{cases} \qquad (B.64)$$

dont la solution est:

$$K = \frac{N_2 c - N_1 c'}{(N_2 - N_1)S} \qquad (B.65)$$

$$c_{R2} = \frac{N_1(c-c')}{N_1 - N_2} \times \frac{1}{\cos\alpha_p} \qquad (B.66)$$

Connaissant les valeurs de b, c_{BH} et K il est possible de déterminer c_{R1} par:

$$c_{R1} = \frac{1}{\cos\alpha_p} (b - c_{BH} + 2KS \cdot v_v \cos\alpha_v) \qquad (B.67)$$

Enfin à partir de $\dot{F}_*$ on calcule $\dot{F}_{RR_*}$ par:

$$\dot{F}_{RR_*} = \frac{1}{\cos\alpha_p} (\dot{F}_* - \dot{F}_{BH_*} - m_T \cdot g \cdot \sin\alpha_p - DSv_v^2 \cos^2\alpha_v) \qquad (B.68)$$

Il est aussi possible, grâce à l'instrumentation dont dispose FERIC, de résoudre l'équation (B.61) de façon directe et plus précise.

En effet, la précision peut être améliorée car on est capable de connaître les valeurs des températures des huiles, des angles α_p et α_m et de la vitesse du vent tous les dixièmes de seconde en plus de l'enregistrement de la distance parcourue et de la vitesse sur route. On peut ainsi effectuer les corrections nécessaires de façon continue.

Comme nous pouvons calculer $\frac{dv_r}{dt}$ tous les dixièmes de seconde et que nous connaissons α_p, α_m, $\dot{F}_{BH_\bullet}$, c_{BH} et v_m, on peut écrire l'équation (B.60) sous la forme:

$$+ (m_T + \frac{J_{SP}}{r_c^2}) \frac{dv_r}{dt} - m_T \cdot g \cdot \sin\alpha_p - \dot{F}_{BH_\bullet} - c_{BH} v_r =$$

$$- \dot{F}_{RR_\bullet} \cos\alpha_p + c_{R1} v_r \cos\alpha_p + c_{R2} v_r^2 \cos\alpha_p + K \cdot S \, (v_m \cos\alpha_m)^2 \qquad (B.69)$$

dans laquelle les inconnues sont $\dot{F}_{RR_\bullet}$, c_{R1}, c_{R2} et K.

Ces inconnues sont toutes du premier degré et elles sont séparées. Elles peuvent être calculées comme étant les coefficients d'une regression multiple dans laquelle les variables explicatives sont:

$$\chi_1 = \cos\alpha_p$$

$$\chi_2 = v_r \cdot \cos\alpha_p$$

$$\chi_3 = v_r^2 \cdot \cos\alpha_p$$

$$\chi_4 = S \cdot (v_m \cdot \cos\alpha_m)^2$$

et la variable expliquée y est représentée par le premier membre de l'équation (B.69).

B.1.3.6 Étude du mouvement dans le cas des essais à vitesse constante

Les essais à vitesse constante sont effectués de deux manières différentes:

- sur dynamomètre, avec enregistrement du couple transmis par le moteur et de la résistance utilisée sur les tambours;
- sur route droite et horizontale[1].

(1) Avec correction de la pente, s'il y en a, grâce à un profilage manuel.

B.1.3.6.1 Essais à vitesse constante sur dynamomètre

Ces essais permettent de déterminer les pertes par friction dans les essieux et le système propulsif à l'aval du couple-mètre, et symétriquement les pertes dans le moteur et la partie du système propulsif en amont du couplemètre. Ils se réalisent en utilisant deux configurations selon que l'on utilise les deux essieux arrière ou bien l'un des deux. Pour chaque configuration, 5 vitesses différentes sont utilisées. Le couple est appliqué de façon uniforme en maintenant une dépression constante de la pédale, et le frein du dynamomètre est réglé pour obtenir la vitesse désirée. Les équations du mouvement sont alors:

$$F_{DCMR} + F_{dyn} + \dot{F}_{BHE} + F_{FCE} + F_{Rd} = 0 \qquad (B.70)$$

$$F^1_{DCMR} + F^1_{dyn} + \dot{F}^1_{BHE} + F^1_{FCE} + F^1_{Rd} = 0 \qquad (B.71)$$

où:

F_{dyn} - intensité du frein appliqué au dynamomètre, (N)

F_{FCE} - force de résistance due à la friction dans les essieux et dans les joints universels en aval du couplemètre, (N)

F_{Rd} - force de résistance résiduelle sur le rouleau, elle comprend la force due à l'application du couple et celle due aux micro-glissements(1), (N)

F_{DCMR} - valeur du couple transmis aux roues, mesuré au couplemètre et ramené au contact des roues avec les tambours du dynamomètre, (N)

l'exposant 1 correspond aux essais effectués avec un seul essieu.

Il est clair que dans notre cas F_{RA} et F_{IT} sont inexistants, que F_{RRA} est très faible, et que F_{dyn} représente à la fois F_{RT} et F_{INC}.

D'autre part, pour une vitesse donnée, F_{Rd} est proportionnelle au couple appliqué, donc:

$$F^1_{Rd} = (F^1_{DCMR}/F_{DCMR}) \times F_{Rd} \qquad (B.72)$$

(1) Mais dans ces essais ces résistances sont minimes car on est en direct.

Dans le cas particulier des essais effectués, le couple appliqué avec un seul essieu étant la moitié du couple appliqué avec les deux essieux (différentiel symétrique) on peut écrire:

$$F^1_{Rd} = \frac{1}{2} \times F_{Rd} \qquad (B.73)$$

Mais, sachant que F_{Rd} et F^1_{Rd} sont faibles, on ne les séparera pas de F_{FCE} et de F^1_{FCE}. Ainsi, dans les relations (B.72) à (B.76), F_{FCE} et F^1_{FCE} incluent les résistances résiduelles sur rouleau.

Pour chaque vitesse choisie on enregistre les différentes valeurs de F_{DCMR} et de F_{dyn} qui stabilisent le mouvement.

À partir des relations (B.70) et (B.71) et compte tenu de la remarque que nous venons de faire, on a:

$$F_{FCE} = - F_{DCMR} - F_{dyn} - F^{\bullet}_{BHE} \qquad (B.74)$$

$$F^1_{FCE} = - F^1_{DCMR} - F^1_{dyn} - F^{\bullet 1}_{BHE} \qquad (B.75)$$

D'où on déduit la perte par friction dans l'essieu qui a été éliminé par la quantité $F_{FCE} - F^1_{FCE}$.

L'examen du nuage de points obtenus dans ces essais représentant F_{FCE} comme fonction du couple appliqué aux roues, montre une relation linéaire entre cette variable et le couple appliqué. On peut donc écrire:

$$F_{FCE} = c_{FCE} \cdot F_{DCMR} \qquad (B.76)$$

où:

c_{FCE} = facteur de linéarité entre la force F_{FCE} et le couple appliqué

B.1.3.6.2 Essais à vitesse constante sur route

Ces essais permettent de déterminer les résistances au roulement dues à l'application du couple. Certaines de ces résistances peuvent dépendre en outre de la pente de la route, de la vitesse et des accélérations et décélérations. Dans ce cas on ne détermine que la portion attribuable au couple et à la vitesse s'il y a lieu.

Les pertes dont il est question sont:

F_M, résistance complémentaire due à l'application du couple,

F_δ, résistance due à la dérive latérale des roues directrices,

F_{SD}, résistance provoquée par la déformation du sol,

$F_{\mu G}$, force de résistance due aux glissements entre les roues tractrices et le sol.

En procédant à des essais sur une route droite, goudronnée et non déformable sous le poids des roues, on annule les quantités F_{δ} et F_{SD}.

L'équation du mouvement devient:

$$F_{DCMR} + F_{INC} + \dot{F}_{RR_o} + \dot{F}_{RR} + \dot{F}_{BHE} + F_{RA} + F_{FCE} + F_M + F_{\mu G} = 0 \qquad (B.77)$$

Les éléments déjà connus ou déterminés de l'équation (B.77) sont:

F_{DCMR} - mesurée au couple-mètre et ramenée au contact des roues avec le sol, (N)

F_{INC} - déterminée grâce à un profilage manuel, (N)

$\dot{F}_{BHE}$ - calculée à partir des essais de décélération en roue libre avec camion surélevé, (N)

$\dot{F}_{RR_o}$, $\dot{F}_{RR}$ et F_{RA} - déterminées grâce aux essais de décélération en roue libre sur route, (N)

F_{FCE} - déterminée à partir des essais à vitesse constante sur dynamomètre, (N).

On obtient donc:

$$F_M + F_{\mu G} = - F_{DCMR} - F_{INC} - \dot{F}_{RR_o} - \dot{F}_{RR} - \dot{F}_{BHE} - F_{RA} - F_{FCE} \qquad (B.78)$$

En vue d'éliminer l'influence de la pente, et accessoirement celle du vent, on procède à deux essais consécutifs, effectués à la même vitesse sur route, sur le même tronçon et dans les deux sens. Par la suite on calcule la moyenne des résultats obtenus lors de ces deux essais. Ainsi, dans l'équation (B.78) les valeurs qui interviennent sont les moyennes sur deux trajets complémentaires. Dans ce cas F_{INC} s'annule très exactement, tandis que F_{RA} est fonction seulement de la vitesse sur route, $F_{RA} = K \cdot S \cdot v_r^2$, sous l'hypothèse d'une direction et d'une intensité de vent constantes. De fait, il suffit de s'assurer que la direction et l'intensité du vent n'ont pas changé lors des deux essais consécutifs. La relation (B.78) s'écrit alors:

$$F_M + F_{\mu G} = - F_{DCMR} - \dot{F}_{RR_o} - \dot{F}_{RR} - \dot{F}_{BHE} - F_{RA} - F_{FCE} \qquad (B.79)$$

dans laquelle F_{RA} a pour valeur moyenne sur les deux parcours $K \cdot S \cdot v_r^2$.

En conséquence, on remarque que $F_M + F_{\mu G}$ est fonction des variables suivantes:

- le couple mesuré au couplemètre et transmis aux roues, $F_{DCMR} + \dot{F}_{BHE} + F_{FCE}$,
- la vitesse sur route, elle intervient dans $\dot{F}_{RR}$, F_{RA} et $\dot{F}_{BHE}$.

D'autre part, on sait que $F_M + F_{\mu G}$ est directement proportionnelle à la force appliquée aux roues et à l'écrasement des pneus qu'elle provoque[1]:

$$F_M + F_{\mu G} = - F_{TDR} \times \frac{\Delta r}{r_c} \qquad (B.80)$$

où:

F_{TDR} - force appliquée aux roues, (N),

$$F_{TDR} = F_{DCMR} + \dot{F}_{BHE} + F_{FCE} \qquad (B.81)$$

Δr - l'écrasement du pneu sous l'effet de F_{TDR}, (m)

$$\Delta_r = r_c - r_{CD}^T \qquad (B.82)$$

Si on considère que F_M ne dépend que du couple appliqué aux roues il en résulte que $F_{\mu G}$ dépend en même temps du couple et de la vitesse sur route. La détermination de F_M pourra donc se faire connaissant la valeur de $F_{\mu G}$:

$$F_M = - F_{TDR} \times \frac{\Delta r}{r} - F_{\mu G} \qquad (B.83)$$

La méthode de détermination de $F_{\mu G}$ consiste à évaluer cette résistance pour différentes valeurs moyennes du couple mesuré au couplemètre et de la vitesse sur route, pour en dégager la loi. Pour cela FERIC a introduit un capteur supplémentaire sur la roue avant, directrice, du camion qui donne la mesure exacte de la distance parcourue en ligne droite. Le capteur de

(1) La relation proposée a été développée par Pirkowski [30].

distance installé sur la roue arrière, motrice, via l'arbre de transmission, indique alors une distance qui est égale à la distance réelle parcourue augmentée de la somme des micro-glissements.

On désigne par:

D_R - distance mesurée par le capteur placé sur la roue avant, (m)

D_T - distance mesurée par le capteur fixé sur l'arbre de transmission et parcourue par la roue arrière, (m)

ΔD - différence entre les deux distances, $D_T - D_R$, (m)

Le travail W de la force $F_{\mu G}$ peut alors se calculer de deux façons différentes:

$$W = F_{TDR} \cdot \Delta D \tag{B.84}$$

ou

$$W = - F_{\mu G} \cdot D_R \tag{B.85}$$

De ces deux relations on déduit:

$$F_{\mu G} = - F_{TDR} \cdot \frac{\Delta D}{D_R} \tag{B.86}$$

En reportant cette valeur dans (B.83) il vient:

$$F_M = - F_{TDR} \left(\frac{\Delta r}{r_c} - \frac{\Delta D}{D_R}\right) \tag{B.87}$$

D'autre part, à partir des relations (B.79) et (B.80) on obtient:

$$F_M + F_{\mu G} = - F_{TDR} - \dot{F}_{RR_o} - \dot{F}_{RR} - F_{RA} = - F_{TDR} \times \frac{\Delta r}{r_c} \tag{B.88}$$

d'où:

$$\Delta r = r_c \left(1 + \frac{\dot{F}_{RR_o} + \dot{F}_{RR} + F_{RA}}{F_{TDR}}\right) \tag{B.89}$$

et

$$F_M = - F_{TDR} \left(1 + \frac{\dot{F}_{RR_o} + \dot{F}_{RR} + F_{RA}}{F_{TDR}} - \frac{\Delta D}{D_R}\right) \quad (B.90)$$

B.1.3.7 Étude du mouvement du véhicule en accélération

Les essais en accélération ont pour but principal de dégager l'influence de la force d'inertie dans la mesure des différentes forces qui interviennent dans l'équilibre énergétique sur route.

De façon générale, la force d'inertie agit à la manière d'un couple appliqué aux roues. Elle modifie alors les pertes qui sont fonction du couple telles que F_{FCE}, F_M, $F_{\mu G}$, F_{SD}.

Comme les essais se font sur route pavée et droite, les résistances F_δ et F_{SD} sont pratiquement nulles.

On désigne par F_{FCEa}, F_{Ma} et $F_{\mu Ga}$ les résistances complémentaires dues à l'accélération relatives à F_{FCE}, F_M et $F_{\mu G}$.

La détermination des résistances complémentaires se fait à partir de la mesure des accélérations et des couples développés sur une section de route droite et horizontale[1]. L'équation du mouvement s'écrit:

$$F_{DCMR} + F_I + F_{IR} + F_{IM} + \dot{F}_{RT} + \dot{F}_{BHE} + F_{FCE} + F_{RA} + F_M + F_{\mu G} + F_a = 0 \quad (B.91)$$

avec:

$$F_a = F_{FCEa} + F_{Ma} + F_{\mu Ga} \quad (B.92)$$

où:

F_a = somme des résistances complémentaires dues à l'accélération, (N)

(1) Avec correction de la pente, s'il y en a, grâce à un profilage manuel.

La détermination de F_a se fait à partir de la relation (B.91) en utilisant les mesures enregistrées du moment du couple au couplemètre, de la vitesse sur route et de l'accélération.

En vue de séparer les composantes de F_a on procède par étapes. On détermine tout d'abord $F_{\mu Ga}$ à partir de la mesure des distances parcourues par la roue avant et par la roue arrière:

$$F_{\mu Ga} = (F_I + F_{IR} + F_{IM}) \cdot \frac{\Delta D}{D_R} \qquad (B.93)$$

relation similaire à (B.86) dans laquelle la force qui agit est $F_I + F_{IR} + F_{IM}$. Il est alors possible d'établir la courbe qui donne $F_{\mu Ga}$ en fonction de a.

Dans un deuxième temps on détermine $F_{Ma} + F_{\mu Ga}$ par la relation:

$$F_{Ma} + F_{\mu Ga} = \frac{\Delta r}{r_c} (F_I + F_{IR} + F_{IM}) \qquad (B.94)$$

et on déduit:

$$F_{Ma} = (F_I + F_{IR} + F_{IM}) \cdot (\frac{\Delta r}{r_c} - \frac{\Delta D}{D_R}) \qquad (B.95)$$

en remarquant que dans ce cas l'écrasement du pneu est dû à la totalité du couple appliqué à la roue dont une partie, $F_I + F_{IR} + F_{IM}$, est utilisée pour accélérer et l'autre partie, $F_{DCMR} + F_I + F_{IR} + F_{IM}$, est utilisée pour vaincre les résistances à la vitesse instantanée considérée, on a: $F_{TDR} = F_{DCMR} + F_{BHE} + F_{FCE}$, sachant que F_{FCE} comprend déjà F_{FCEa}. Ainsi dans la relation (B.94), Δr dépend de F_{FCEa}.

Or $F_{FCEa} = F_a - F_{Ma} - F_{\mu Ga}$, et F_a est obtenue à partir des mesures effectuées sur la route. On calcule alors les pertes F_{Ma} et F_{FCEa} par itération.

B.1.4 Détermination des facteurs

Dans ce paragraphe un facteur désignera le rapport de la force exercée sur le véhicule, en N, au poids total du véhicule, en N.

Cette définition a l'avantage d'exprimer l'action d'une force indépendamment du système d'unités choisi et de la ramener à l'unité de masse. Par exemple, en associant à une route un facteur de résistance au

roulement égal à 0.012 on peut déterminer la résistance effective en fonction de la masse: un véhicule dont la masse est 42 000 kg devra vaincre: 42 000×0.012=504 kgf et si sa masse est de 90 000 lb il devra vaincre: 90 000×0.012=1080 lbf.

De même on peut déterminer la résistance au roulement en fonction du poids: si le véhicule a une masse de 42 000 kg, son poids est de 411880 N et la résistance à vaincre est 4942 N.

Les facteurs qui agissent sur un véhicule en mouvement sont:

- le facteur dynamique de traction, f_{Dk}, calculé à partir du couple lu au couplemètre duquel on déduit les pertes dans les essieux:

$$f_{Dk} = (F_{DCMR} + F_{BHE} + F_{FCE})/(m_T \cdot g) \tag{B.96}$$

- le facteur d'inertie, f_{IT}, calculé à partir de la force d'inertie linéaire et de celle due aux masses rotatives:

$$f_{IT} = (F_I + F_{IR} + F_{IM})/(m_T g) \tag{B.97}$$

$$f_{IT} = -\left(m_T + \frac{J_{SP}}{r_c^2} + J_M \cdot (i_{TR} \cdot i_{EA}/r_{CD}^T)^2 \cdot \eta_{SP}\right) a/(m_T g)$$

$$f_{IT} = -\delta_m \cdot a/g \tag{B.98}$$

où:

$$\delta_m = 1 + \frac{J_{SP}}{r_c^2 \cdot m_T} + \frac{J_M}{m_T} (i_{TR} \cdot i_{EA}/r_{CD}^T)^2 \cdot \eta_{SP} \tag{B.99}$$

- le facteur de pente $f_{\sin\alpha_p}$, qui dépend de l'inclinaison longitudinale de la route:

$$f_{\sin\alpha_p} = -(m_T \cdot g \cdot \sin\alpha_p)/m_T g = -\sin\alpha_p \tag{B.100}$$

sachant que α_p est positif en montée,

- le facteur de résistance au roulement, f_{RT}, calculé à partir des forces résistantes telles que la résistance au roulement proprement dite, F_{RT}, la résistance complémentaire due à l'application du couple aux roues, F_M, les pertes par micro-glissements, $F_{\mu G}$, les pertes dans les virages, F_δ

$$f_{RT} = F_{RT}/m_T \cdot g \qquad \text{(B.101)}$$

- le facteur de résistance à l'air, f_{RA}:

$$f_{RA} = F_{RA}/m_T \cdot g \qquad \text{(B.102)}$$

- le facteur de freinage, f_{FRP}, calculé à partir de l'intensité du frein principal lorsqu'il est appliqué.

Lorsque le moteur agit comme frein, le facteur de freinage qu'il utilise est noté aussi par f_{Dk} et pris en valeur négative.

À tout instant nous avons un équilibre sur route entre la somme des facteurs qui représentent les forces tractrices et celle des facteurs qui représentent les forces résistantes.

L'intérêt dans l'utilisation des facteurs réside dans le fait d'obtenir des valeurs numériques applicables à différentes charges et à différentes conditions de roulement.

Tandis que les coefficients qui entrent dans le calcul des pertes et des résistances sont variables avec la masse du véhicule, les facteurs, eux, restent inchangés. Ils ne dépendent que de la nature des routes et de certains paramètres tels que le type de carburant et d'huile utilisés, les caractéristiques du camion et de la remorque.

B.2 THÉORIE FONDAMENTALE DU MOUVEMENT GÉNÉRAL (SECTIONS COURBES) D'UN VÉHICULE ARTICULÉ À PLUSIEURS ESSIEUX: CONSIDÉRATIONS CINÉMATIQUES

Le mouvement curviligne dans la plaine d'un ensemble routier articulé, est caractérisé par le changement de la direction de la traction dans la sellette d'attelage.

Au moment de la déviation de l'ensemble de l'axe m-n, la force de traction à la sellette d'attelage, F_{sa}, est également déviée et forme avec l'axe de la remorque un angle γ_1. Au fur et à mesure que cet angle augmente la force latérale F'_{sa} (dans la sellette d'attelage) augmente également. C'est ainsi que naît le moment $F'_{sa} \cdot L_1$, qui fait dévier la remorque et provoque un déportement de celle-ci vers l'intérieur (voir la figure B.9).

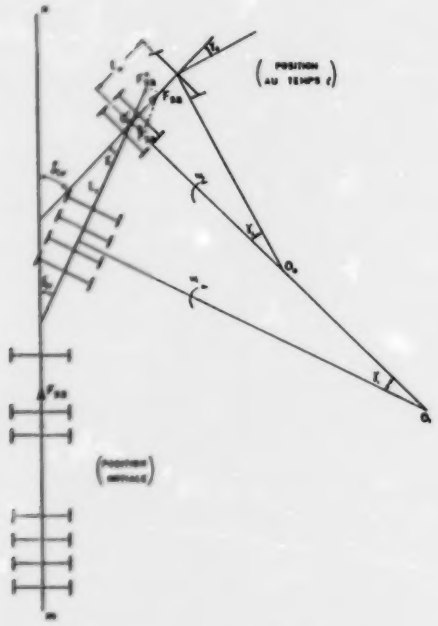


Figure B.9 Mouvement d'un véhicule articulé sur une trajectoire curviligne

Pour une compréhension exacte des lois du mouvement curviligne d'un ensemble routier on doit obligatoirement examiner leur schéma cinématique. Comme on l'a déjà remarqué, l'ensemble se déplace dans une plaine idéale, si on considère que les pneus, les ressorts et d'autres composantes du tracteur et de la semi-remorque ne sont pas élastiques et que la route est idéalement plate.

Ici on examinera le cas le plus fréquemment utilisé, c'est-à-dire un tracteur équipé d'un tandem (essieu tracteur) en arrière et d'un essieu directeur en avant et d'une semi-remorque à quatre essieux rigides.

Le mouvement de tout l'ensemble par rapport à la surface de la route est considéré comme absolu en mécanique classique. La remorque accomplit le mouvement absolu sur la route mais a un mouvement relatif par rapport au tracteur. Par contre le mouvement du tracteur est considéré comme mouvement d'entraînement de la remorque. Par conséquent le mouvement absolu de la remorque est la résultante de son mouvement relatif par rapport au tracteur et du mouvement d'entraînement de ce dernier.

À chaque instant, à chacun des mouvements dans la plaine, absolu, d'entraînement et relatif, correspond respectivement un centre instantané de rotation 0_1 et une vitesse angulaire ω_1, un centre instantané 0_0 et une vitesse angulaire ω_0 et un centre relatif $0_0'$ et une vitesse angulaire $d\gamma_1/dt$.

L'ensemble peut se trouver dans l'un des états (du mouvement) suivants:

mouvement linéaire - les centres instantanés de rotation se trouvent à l'infini, la vitesse relative du mouvement est nulle, $d\gamma_1/dt = 0$;

mouvement à l'entrée de la courbe - l'angle des roues directrices, γ_0, augmente, le centre instantané de transfert va de l'infini vers sa position limite (rayon minimum de la rotation du tracteur), la vitesse relative de la remorque est égale à $d\gamma_1/dt = \omega_1 > 0$;

mouvement sur un cercle - l'angle de direction α_0 est constant, le centre instantané de transfert est à sa limite, la vitesse relative de la remorque est égale à $\frac{d\gamma_1}{dt} \geq 0$;

mouvement sur la trajectoire de sortie de la courbe - l'angle de direction γ_0 diminue, le centre instantané de transfert tends vers l'infini, la vitesse relative de la remorque est égale à $d\gamma_1/dt < 0$.

Lors du mouvement sur une trajectoire d'entrée dans la courbe, mouvements relatif et de transfert sont opposés (voir la figure B.10).

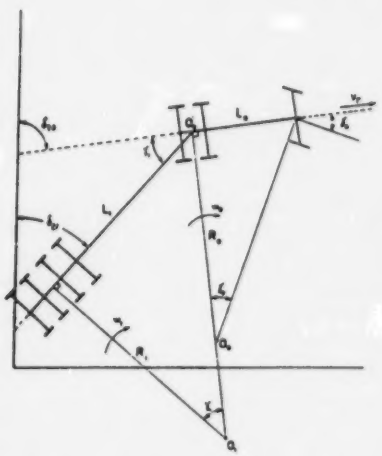


Figure B.10 Mouvement d'un véhicule articulé sur une trajectoire d'entrée dans le virage

Dans le cas général les vitesses angulaires ω_0 et $\frac{d\gamma_1}{dt}$ sont différentes. Par conséquent, à partir du théorème de la composition des mouvements d'une figure plane, il est évident que le centre instantané absolu 0_1 se trouve sur la droite qui joint les centres instantanés de rotation 0_0 et $0_0'$; les distances $0_0 0_0'$ et $0_0' 0_1$ sont inversement proportionnelles aux vitesses angulaires ω_0 et ω_1.

Ainsi on peut écrire:

$$\frac{0_0 0_0'}{0_0' 0_1} = \frac{\omega_1}{\omega_0} \tag{B.103}$$

Le virage d'une remorque dépend de la différence des vitesses angulaires ω_0 et ω_1. D'après la figure B.10 on peut écrire

$$\gamma_1 = \delta_{t_0} - \delta_{t_1} \tag{B.104}$$

où:

δ_{t_0} est l'angle que forme l'axe longitudinal du camion avec l'axe des ordonnées initial, (rad)

δ_{t_1} est l'angle que forme l'axe longitudinal de la remorque avec l'axe des ordonnées initial, (rad).

En différenciant cette équation on obtient

$$\frac{d\gamma_1}{dt} = \frac{d\delta_{t_0}}{dt} - \frac{d\delta_{t_1}}{dt} \tag{B.105}$$

Il est clair que $d\delta_{t_0}/dt = \omega_0$ et $d\delta_{t_1}/dt = \omega_1$.

Par conséquent,

$$\frac{d\gamma_1}{dt} = \omega_0 - \omega_1 \tag{B.106}$$

La vitesse angulaire relative de la remorque est positive à l'entrée de la courbe et négative à la sortie.

En combinant les équations (B.103) et (B.105) on a:

$$\frac{d\gamma_1}{dt} = \omega_o \left(1 - \frac{0_o 0_1}{0_1 0_o'}\right) \qquad \text{(B.107)}$$

Et d'après la figure B.10:

$$0_o 0_o' = L_o / tg\gamma_o \qquad \text{et} \qquad 0_1 0_o' = L_1 / tg\gamma_1 \qquad \text{(B.108)}$$

où:

L_o - empattement du camion, (m)

L_1 - empattement de la remorque, (m)

Le rapport des deux rayons de rotation est donc égal à:

$$\frac{0_o 0_o'}{0_1 0_o'} = \frac{L_o / tg\gamma_o}{L_1 / tg\gamma_1} = \frac{L_o \cdot tg\gamma_1}{L_1 \cdot tg\gamma_o} \qquad \text{(B.109)}$$

en introduisant cette valeur dans l'équation (B.107) et en remplaçant ω_o par $\frac{v_i}{L_o} tg\gamma_o$ on déduit:

$$\frac{d\gamma_1}{dt} + \frac{v_i}{L_1} \sin\gamma_1 = \frac{v_i}{L_o} tg\gamma_o \qquad \text{(B.110)}$$

Cette équation différentielle étant transendante, elle ne peut pas être intégrée dans sa forme fermée. C'est pour cela qu'il faut appliquer un moyen approximatif en considérant que le sinus et la tangente sont égaux à l'argument et que le cosinus est égal à 1. L'équation précédente devient ainsi:

$$\frac{d\gamma_1}{dt} + \frac{v_i}{L_1} \gamma_1 = \frac{v_i}{L_o} \gamma_o \qquad \text{(B.111)}$$

L'intégration de l'équation différentielle (B.111), qui contient sous une forme cachée la valeur de γ_1 en fonction des paramètres dimensionnels de l'ensemble et des conditions de marche sur la route, est faite pour les intervalles de temps suivants:

Première phase, entrée dans le virage du camion tracteur, dans ce cas:

$$\gamma_0 = \gamma_{0_{max}} \cdot t/t_1, \text{ de } t = 0 \text{ à } t = t_1$$

Deuxième phase, trajectoire circulaire du tracteur, dans ce cas:

$$\gamma_0 = \gamma_{0_{max}}, \text{ de } t = 0 \text{ à } t = t_2 - t_1$$

Troisième phase, transitoire à la sortie du virage, dans ce cas:

$$\gamma_0 = \gamma_{0_{max}} \cdot (t_3 - t_2 - t)/(t_3 - t_2), \text{ de } t = 0 \text{ à } t = t_3 - t_2$$

Quatrième phase, le camion tracteur se trouve sur la ligne droite et la remorque est encore dans le virage, dans ce cas:

$$\gamma_0 = 0, \text{ de } t = o \text{ à } t = \infty$$

où:

t_1 - moment où les roues de direction ne changent plus d'angle

t_2 - moment où le tracteur ne se trouve plus sur le cercle

t_3 - moment où les roues de direction reviennent en position neutre

Si on considère les relations suivantes:

$$a = \frac{v_i}{L_1} \qquad b = \frac{v_i}{L_0} \frac{\gamma_{0_{max}}}{t_1}$$

$$c = \frac{v_i}{L_0} \gamma_{0_{max}} \qquad f = \frac{v_i}{L_0} \frac{\gamma_{0_{max}}}{t_3 - t_2}$$

alors l'équation (B.111) pour les quatre stades du virage devient:

$$\begin{aligned} &\text{Première phase} && \frac{d\gamma_1}{dt} + a\gamma_1 = bt \\ &\text{Deuxième phase} && \frac{d\gamma_1}{dt} + a\gamma_1 = c \\ &\text{Troisième phase} && \frac{d\gamma_1}{dt} + a\gamma_1 = c - ft \\ &\text{Quatrième phase} && \frac{d\gamma_1}{dt} + a\gamma_1 = 0 \end{aligned} \qquad \text{(B.112)}$$

L'intégrale générale du premier ordre des équations précédentes est égale à:

$$\gamma_1 = e^{-at} \cdot [\int A e^{at}\, dt + c] \qquad \text{(B.113)}$$

Où A est la partie droite des équations (B.112).

La résolution de cette intégrale pour les quatre phases donne[1]:

Entrée du virage:

$$\gamma_1 = \frac{L_1}{L_0}\,\gamma_0\,[1 - \frac{L_1}{v_i t}\,(1 - \exp\,(-\frac{v_i}{L_1}\,t))]$$

Mouvement circulaire:

$$\gamma_1 = \gamma_1(t_1)\cdot\exp\,(-\frac{v_i t}{L_1}) + \frac{L_1}{L_0}\cdot\gamma_{0_{max}}\cdot(1 - \exp\,(-\frac{R_0\cdot\alpha_k}{L_1}))$$

Transitoire à la sortie:

$$\gamma_1 = \gamma_1(t_2)\cdot\exp\,(-\frac{v_i t}{L_1}) + \frac{L_1}{L_0}\,[(\gamma_{0_{max}} + L_1\,\gamma_0'/v_i)\cdot(1 - \exp\,(-\frac{v_i t}{L_1}))-$$

$$- (\gamma_{0_{max}} - \gamma_0)]$$

Linéaire à la sortie (B.114)

$$\gamma_1 = \gamma_1(t_3)\cdot\exp\,(-\frac{v_i t}{L_1})$$

Les limites de variation des paramètres utilisés sont les suivantes:

à l'entrée du virage	de 0 à γ_{0max}
sur le cercle	de 0 à α_{kmax}
sur la trajectoire de sortie	de γ_{0max} à 0
à la sortie du virage	de 0 à ∞

(1) La notation exp représente la fonction exponentielle de base e.

où:

R_0 - rayon du cercle, (m)

α_k - angle de la trajectoire circulaire balayé durant le temps t,(rad)

α_{kmax} - angle maximum de la trajectoire circulaire, (rad)

B.3 THÉORIE FONDAMENTALE DU MOUVEMENT GÉNÉRAL (SECTIONS COURBES) D'UN VÉHICULE ARTICULÉ À PLUSIEURS ESSIEUX: CONSIDÉRATIONS DYNAMIQUES

Les considérations dynamiques consistent à envisager toutes les forces qui agissent sur le mouvement d'un ensemble, tant les forces internes qu'externes.

B.3.1 Équilibre des forces agissant sur une roue

On envisage ici une roue subissant une dérive par rapport à l'axe longitudinal du camion ou de la remorque. Cette dérive est provoquée dès que l'ensemble tourne dans un virage. Sur la figure B.11 on donne schématiquement l'équilibre des forces agissant sur une roue en mouvement.

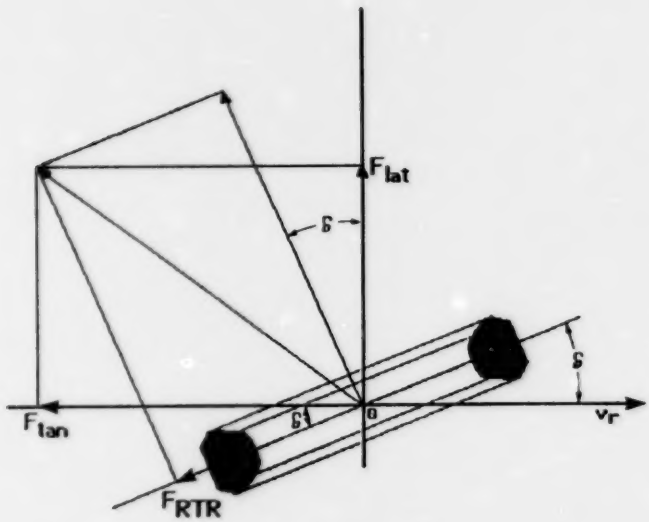


Figure B.11 Équilibre des forces agissant sur une roue en mouvement

La dérive d'une roue en mouvement provoque une force latérale laquelle, combinée avec la force totale de résistance à l'avancement F_{RT}, détermine la force résultante agissant sur le pneu. Cette dernière force projetée sur la direction du mouvement donne la force tangentielle F_{tan} qui est la véritable force de résistance à l'avancement.

Ces forces sont liées entre elles par l'équation suivante:

$$F_{tan} = \frac{F_{RTR}}{\cos\delta} + F_{lat} \cdot tg\delta \qquad (B.115)$$

où:

F_{tan} - force tangentielle de résistance à l'avancement d'une roue, (N)

F_{RTR} - force totale de résistance à l'avancement d'une roue, (N)

δ - dérive de la roue, (rad)

F_{lat} - force latérale, (N)

Ainsi la force de résistance à l'avancement d'un pneu subissant la dérive comporte deux composantes.

La force latérale, F_{lat}, se calcule à partir de la relation suivante:

$$F_{lat} = K_{y1} \cdot \delta \qquad (B.116)$$

où:

K_{y1} est le coefficient de résistance à la déformation latérale du pneu, (N/rad).

Si on suppose que $\cos\delta \sim 1$ et $tg\delta \sim \delta$ on obtient la relation suivante:

$$f = fo + \frac{K_{y1} \cdot \delta^2}{G_k} \qquad (B.117)$$

où:

f - facteur dynamique de résistance tenant compte de la dérive (au tournant)

fo - facteur dynamique sur une ligne droite (F_{RTR}/G_K)

G_k - poids sur le pneu, (N)

En analysant l'équation (B.116) on se rend compte que le degré d'augmentation de la force de résistance d'une roue avec la dérive dépend du coefficient K_{y1} lequel est variable et dépend à son tour de la rigidité du pneu ainsi que de plusieurs autres facteurs. C'est pour cette raison qu'on doit introduire des facteurs de correction dans l'équation déterminant la force latérale dans les conditions dynamiques. En reprenant la formule (B.116), on a:

$$F_{lat} = q \cdot K_{ymax} \cdot \delta \qquad (B.118)$$

où:

K_{ymax} - valeur maximum de K_{y1} en fonction de la charge verticale, (N/rad)

q - facteur global de correction égal à [3]
$q = q_{\phi} \cdot q_z \cdot q_x \cdot q_{\gamma} \cdot q_{_} \cdot q_{pm} \cdot q_{gr} \cdot q_N \cdot q_{NN}$

où les différents facteurs ont la signification suivante:

q_z - facteur de correction pour la non-linéarité entre la force latérale et la dérive

q_{ϕ} - facteur tenant compte de la charge verticale

q_x - facteur tenant compte des accélérations, des décélérations et du freinage (charges axiales)

q_{γ} - facteur qui dépend de l'inclinaison verticale des roues

$q_{_}$ - facteur tenant compte de l'état de la surface de la route

q_{pm} - facteur tenant compte du gonflage du pneumatique

q_{gr} - facteur tenant compte de la déformation du sol

q_N et q_{NN} - facteur concernant une dérive irrégulière

Le coefficient K_{ymax} peut être calculé par la formule empirique établie d'après les résultats pratiques sur une multitude de pneus.

Cette formule qui tient compte des dimensions et du nombre de nappes des pneus est la suivante [3]:

$$K_{ymax} = 1000 \left(\frac{n_{pl}}{n_{pl} + 10}\right) D_p \cdot B_p^2 \cdot \frac{B_p}{H_p} + \frac{6.2}{d_j^3 (n_{pl}+8)} \left[\frac{D_p \cdot N_p \cdot B_p}{(D_p^2 - d_j^2) d_j}\right]^2 p_p \qquad (B.119)$$

où:

n_{pl} - nombre de nappes du pneu

D_p - diamètre extérieur libre de la roue, (m)

B_p - largeur du boudin du pneu, (m)

H_p - hauteur du profil du pneu, (m)

p_p - pression de gonflage du pneu, (kPa)

d_j - diamètre de la jante, (m)

K_{ymax} déterminé, procèdons au calcul des divers facteurs corrigeant la force latérale.

1) <u>Détermination du facteur q_z de correction pour la non-linéarité entre la force latérale et la dérive δ</u>

Ce facteur peut être calculé à partir de la relation empirique suivante:

$$q_z = 1 - 0,6\ (\Delta R_{ze}/R_{ze})^2 + 0,4\cdot(\Delta R_{ze}/R_{ze})^3 \qquad (B.120)$$

dans laquelle:

$\Delta R_{ze} = R_z - R_{ze}$

où:

R_z - réaction verticale entre le pneu et le sol correspondant à la charge utilisée, (N)

R_{ze} - réaction verticale venant du sol sur le pneu et correspondant au coefficient K_{ymax}, (N)

Cette réaction R_{ze} peut être calculée par la relation suivante:

$$R_{ze} = R_{znom} - 0,0726\cdot[\frac{H_p D_p}{B_p}\cdot(D_p^2-d_j^2)]\cdot(\frac{d_j}{B_p})^6\cdot(\frac{n_{pl}+8}{n_{pl}})\cdot H_p\cdot[3,75\ R_{znom} + 15 -$$

$$- 1000\ (\frac{n_{pl}}{n_{pl}+10})\cdot(D_p B_p^2\ \ \frac{B_p}{H_p})] + \frac{0,45 H_p}{n_{pl}\cdot B_p}\ (\frac{H_p d_j}{B_p})^4\ p_p \qquad (B.121)$$

où:

R_{znom} - réaction nominale (correspondant à la charge maximum admise par le constructeur) entre le pneu et le sol, (N)

En faisant varier la pression du pneu p_p on peut retrouver la valeur maximum de R_{ze}. Si maintenant on introduit la valeur de p_p correspondant à la valeur maximale de R_{ze} dans l'équation (B.119) on peut calculer K_{ymax}.

En connaissant R_{ze} et R_z, dans le cas envisagé, on peut calculer le facteur q_z d'après la formule (B.120).

Grâce à q_z on peut maintenant déterminer le facteur q_ϕ.

Pour cela on écrit de nouveau l'équation (B.118) sous la forme suivante:

$$F_{lat} = q \cdot K_{ymax} \cdot \delta = q_{\phi} \cdot q_z \cdot K_{ymax} \cdot q_x \cdot q_{\gamma} \cdot q_{_} \cdot q_{pm} \cdot q_{gr} \cdot q_N \cdot q_{NN} \cdot \delta \qquad (B.122)$$

à partir de laquelle on définit:

$$K_{yo} = q_z \cdot K_{ymax} \qquad \text{et} \qquad (B.123)$$

$$K_y = q_{\phi} \cdot q_z \cdot K_{ymax} \qquad (B.124)$$

où:

K_{yo} - coefficient de résistance à la dérive latérale pour une dérive de 0.01 rad, (N/rad)

K_y - coefficient de résistance à la dérive latérale, fonction de la dérive et de la charge verticale, (N/rad)

2) Détermination du facteur q_{ϕ}

Le facteur de correction q_{ϕ} qui dépend de la charge verticale est déterminé par la relation suivante:

$$q_{\phi} = \frac{\arctan\left[\pi \cdot K_{yo} \cdot \delta / (2\phi_y \cdot R_z)\right]}{\pi \cdot K_{yo} \cdot \delta / (2\phi_y \cdot R_z)} \qquad (B.125)$$

où:

ϕ_y - coefficient de dérapage latéral qu'on calcule d'après la relation suivante:

$$\phi_y = 0{,}9 \cdot (0{,}75 + 0{,}25 \cdot R_z / R_{znom})$$

δ - dérive latérale qu'on calcule d'après l'équation suivante:

$$\delta = \frac{m_k \cdot v_r^2}{R_c \; K_y} \qquad (B.126)$$

où:

m_k - la masse sur la roue en question, (kg)

v_r - vitesse sur route, (m/s)

R_c - rayon instantané de rotation du centre de gravité, (m)

Cette formule selon les essieux avant du camion, essieux arrière du camion et les essieux de la remorque devient:

$$\delta = \frac{m_k \cdot v_r^2}{R_c \cdot K_y} \cdot 1 \quad \text{(pour les roues directrices du camion)} \tag{B.127}$$

$$\delta = \frac{m_k \cdot v_r^2}{R_c \cdot K_y} \cdot (1 + l_c) \quad \text{(pour les roues du tandem)} \tag{B.128}$$

$$\delta = \frac{m_k \cdot v_r^2}{R_c \cdot K_y} \cdot (1 + l_r) \quad \text{(pour les roues de la remorque)} \tag{B.129}$$

où:

K_y dépend chaque fois des pneus montés sur l'essieu considéré

l_c - distance entre les deux essieux arrière du camion, (m)

l_r - distance entre les essieux rigides extrêmes de la remorque, (m)

Pour unifier les notations on notera par f_{cor} les quantités 1, $1+l_c$ et $1 + l_r$.

Si maintenant on remplace la dérive par sa valeur dans l'équation (B.125), on aura:

$$q_\phi = \arctan (A/q_\phi)/(A/q_\phi) \tag{B.130}$$

avec

$$A = \pi \cdot m_k \cdot v_r^2 \cdot f_{cor}/(2 \cdot R_c \cdot \phi_y \cdot R_z) \tag{B.131}$$

et finalement

$$q_\phi = A/\tan (A) \tag{B.132}$$

À l'aide de q_ϕ on peut alors déterminer les valeurs de K_{yo} et K_y:

Connaissant K_y on détermine la dérive δ à l'aide d'une des équations (B.127), (B.128) ou (B.129) selon l'essieu qu'on étudie.

3) Détermination du facteur q_x tenant compte des charges tangentielles (de traction ou de freinage)

On le calcule d'après la formule suivante qui est valable pour l'accélération, la décélération et le freinage et dont la deuxième partie est utilisée seulement en cas de freinage:

$$q_x = 1-a_x^2 /(1+3\cdot(1-|a_x|)\cdot(\frac{R_z}{l_k C_{hy}})\cdot(1-\frac{R_y}{R_{ypr}})\cdot\frac{R_x}{R_z}) +$$

$$+ 4\cdot\phi_x\cdot R_z\cdot(0,5+a_x)^2/(q_z\cdot K_{ymax}) \qquad (B.133)$$

où:

ϕ_x - coefficient d'adhérence au sol. On le prend égal à 0.6 pour une route goudronnée

R_x - réaction tangentielle opposée à F^*_{RR}, (N)

a_x - valeur relative de la force spécifique tangentielle. Elle est égale à $R_x/\phi_x R_z$

l_k - longueur de l'axe de l'ellipse de contact, dans le sens du mouvement, (m)

R_{ypr} - valeur limite possible de la réaction latérale tenant compte de l'adhésion sous l'action des forces tangentielles, (N). Elle est égale à:

$$R_{ypr} = (\phi_x R_z)^2 - R_x^2 \qquad (B.134)$$

R_y - réaction latérale opposée à F_{lat}, (N)

C_{hy} - rigidité latérale du pneu, (N/m). On la calcule empiriquement par la formule suivante:

$$C_{hy} = \frac{R_z\cdot B\cdot d\cdot n_{pl}}{8H(d_p+H_p)\ l_K[0,04 + (\frac{1}{0,8\cdot\frac{p_{pa}}{p_s}+1} - 0,04)\cdot 0,7]}$$

où:

p_p - gonflage du pneu, (kPa)

p_s - pression du pneu au sol, (kPa). On la prend égale à 60 kPa

4) Détermination du facteur q_{gr} tenant compte de la déformation du sol

On le calcule d'après la formule:

$$q_{gr} = [(1 + (15\phi_x)^{-1}]^{-1} \qquad (B.135)$$

La valeur qu'on retiendra est égale à 0,9.

5) Détermination des facteurs de correction q_N et $q_{N \cdot N}$ tenant compte d'une dérive non-linéaire

On les calcule d'après les formules suivantes:

$$q_N = [1 - \exp(-0.042 \cdot a^* \cdot b^*)] \text{ th } (0.15 \cdot a^* \cdot b^*); \text{ et} \qquad (B.136)$$

$$q_{N \cdot N} = 0{,}125 \exp(-1200 \cdot a^* \cdot c^*) + \text{th } (150 \cdot a^* \cdot c^*) \qquad (B.137)$$

avec:

$a^* = C_{hy} \cdot l_k / R_z$

$b^* = v_x(\delta + 0{,}01)/(\delta' \cdot l_k)$

$c^* = B_p \cdot \delta' (H - h_{hz})$

où:

v_x = vitesse tangentielle, (m/s)

δ' = vitesse de variation de la dérive, (rad/s)

h_{hz} = déformation radiale du pneu, (m).

Elle est égale à:

$$h_{hz} = R_z / C_{hz} \qquad (B.138)$$

où:

C_{hz} = Rigidité radiale du pneu, (N/m). Elle est calculée comme suit:

$$C_{hz} = 24 \cdot n_{pl} \cdot B_p \cdot D_p + \frac{294 \cdot H_p}{100 + n_{pl}} \quad \frac{D_p \cdot B_p}{d_j \cdot H_p} \cdot p_p \qquad (B.139)$$

Les facteurs de correction q_{sh}, q_{γ} et q_N étant très voisins de 1 ne seront pas calculés séparément.

Ainsi la force latérale F_{lat} peut être calculée en tenant compte des facteurs dynamiques les plus importants. Bien entendu les formules précédentes étant empiriques une certaine approximation est faite surtout si l'on tient compte de la diversité des pneus utilisés. La comparaison entre les pentes verticales déterminées manuellement et les pentes calculées d'après toutes ces formules montrera à quel point l'approximation est correcte.

Connaissant la force latérale dynamique on peut maintenant procéder au calcul de la résistance combinée due au virage, à la pente, à l'accélération (décélération) et au freinage.

B.3.2 Équilibre des forces et des moments qui agissent sur un véhicule en mouvement

On a déjà vu, au début de cette annexe, que la force d'accélération, qui est la résultante de toutes les forces extérieures, est équilibrée par la force d'inertie ([15] p. 255). Comme la force d'inertie n'existe que dans des conditions dynamiques, l'équilibre ainsi obtenu est appelé "équilibre dynamique". Dans le cas d'un mouvement curviligne plan, cet équilibre est représenté par un ensemble de trois équations à savoir: ([24] p. 28)

$$\Sigma F_x = o;\ \Sigma F_y = o;\ \Sigma M_z = o$$

dans lesquelles F_x et F_y représentent les projections des forces selon l'axe longitudinal du véhicule et son axe transversal respectivement, tandis que M_z représente le moment d'inertie autour d'un axe vertical passant par le centre de gravité du véhicule. À ce niveau, on ne tient pas compte de la projection des forces sur un axe vertical, c'est-à-dire perpendiculaire à la surface sur laquelle se déplace le véhicule, car on suppose que le mouvement est plan, que les roues ne quittent pas le sol et qu'il n'y a pas de glissements.

Une représentation schématique de l'ensemble camion-remorque dans un virage, et des forces qui entrent en jeu, est donnée sur la figure ci-dessous:

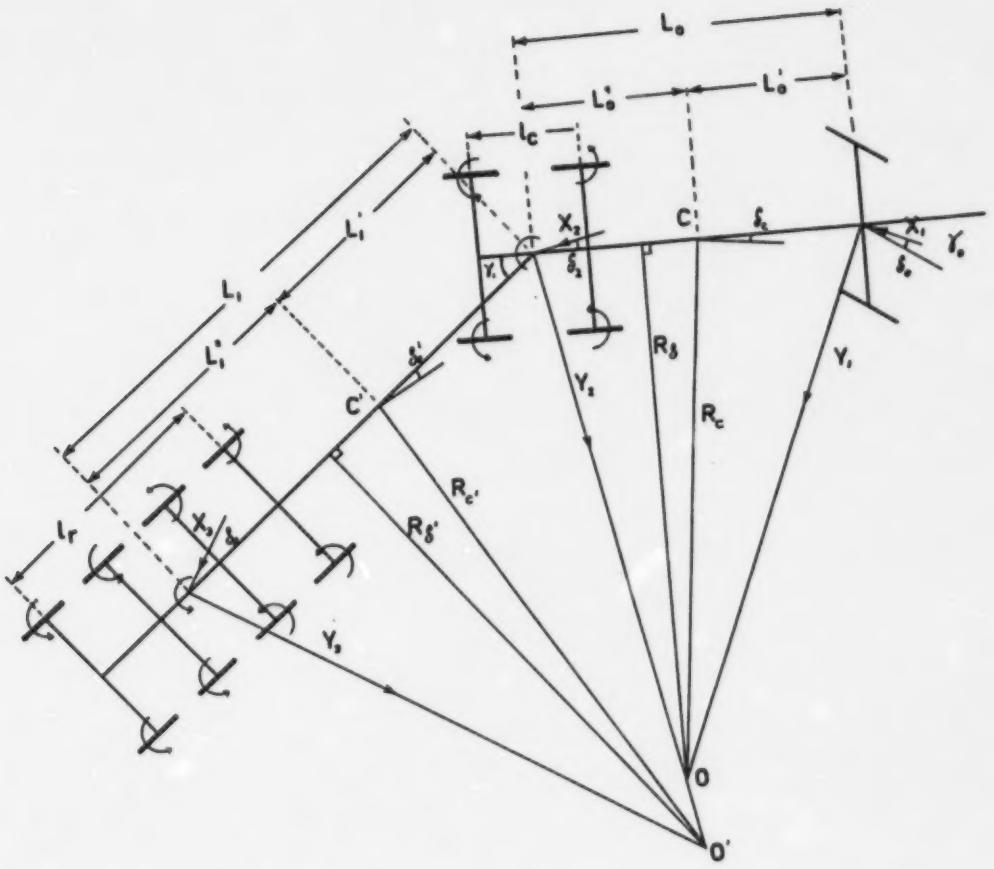


Figure B.12 Forces qui s'exercent sur un véhicule articulé à plusieurs essieux dans un virage

L'équilibre selon l'axe du camion peut alors s'écrire ([24] p. 29):

$$F_{TDR} - F_{DCMR} - F_{BHE} - F_{FCE}$$
$$- m_C \cdot g \cdot \left[\frac{m_1 L_o''}{L_o} \cdot (f_o + \zeta_1 \cdot \delta_1^2) \cdot \frac{1}{\cos(\gamma_o - \delta_1)} + \right.$$
$$+ \frac{m_2 \cdot L_o'}{L_o} \cdot (f_o + \zeta_2 \cdot \delta_2^2) \cdot \frac{1}{\cos\delta_2} + \frac{F_{RA}}{m_C \cdot g} \cdot \frac{1}{\cos\delta_C} -$$
$$\left. - \frac{a_r}{g} \frac{1}{\cos\delta_C} - \frac{J_z}{m_C g} \cdot \frac{\epsilon_a}{R_\delta} + \alpha_p \frac{D_T}{D_E} \right] +$$
$$+ m_R \cdot g \left[\frac{m_3 L_1''}{L_1} (f_o + \zeta_2 \cdot \delta_3^2) \frac{1}{\cos(\gamma_1 - \delta_2)} + \right.$$
$$+ \frac{m_4 L_1'}{L_1} (f_o + \zeta_3 \cdot \delta_3^2) \frac{1}{\cos\delta_3} - \frac{a_{r'}}{g} \frac{1}{\cos\delta_{C'}} -$$
$$\left. - \frac{J_{z'}}{m_R g} \frac{\epsilon_{a'}}{R_{\delta'}} + \alpha p \frac{D_{T'}}{D_{E'}} \right] \qquad \text{(B.140)}$$

où:

m_C et m_R - masses du camion et de la remorque respectivement, (kg)

L_o - empattement du camion, (m)

L_1 - empattement de la remorque, (m)

δ_1, δ_2, δ_3 - angles de dérive des pneus de l'essieu avant du camion, des essieux du tandem du camion et des essieux de la remorque, respectivement, (rad)

γ_o - angle moyen des deux roues directrices, (rad)

γ_1 - angle entre le camion et la remorque, (rad)

a_r, $a_{r'}$ - accélérations tangentielles, corrigées pour les dérives, du camion et de la remorque, respectivement, (m/s^2)

J_z, $J_{z'}$ - moments d'inertie polaires du camion et de la remorque respectivement, autour de leurs centres de gravité, ($kg \cdot m^2$)

ϵ_a, $\epsilon_{a'}$ - accélérations angulaires du camion et de la remorque autour de leurs centres de gravité, respectivement, (rad/s^2)

D_T, $D_{T'}$ - distances réellement parcourues par le camion et la remorque, respectivement, (m)

D_E, $D_{E'}$ - distance mesurée sur le bord intérieur de la route correspondant au même angle balayé pour parcourir D_T et $D_{T'}$, (m)

α_p - pente de la route, (rad)

m_1, m_2 - coefficients de répartition du poids du camion entre l'essieu avant et le tandem, respectivement,

m_3, m_4 - coefficients de répartition du poids de la remorque sur la sellette d'attelage et les essieux, respectivement,

L_0', L_0'' - distances du centre de gravité du camion à l'essieu avant et au centre de rotation du tandem, respectivement, (m)

L_1', L_1'' - distances du centre de gravité de la remorque à la sellette d'attelage et au centre de rotation des essieux, respectivement, (m)

ζ_1, ζ_2, ζ_3 - coefficients de la résistance spécifique à la dérive

δ_C, $\delta_{C'}$ - angles de la dérive du centre de gravité du camion et de la remorque, respectivement, (rad)

$$\delta_C = \frac{L_0'' \operatorname{tg} (\gamma_0 - \delta_1) - L_0' \delta_2}{L_0}$$

$$\delta_{C'} = \frac{L_1'' \operatorname{tg} (\gamma_1 - \delta_2) - L_1' \delta_3}{L_1}$$

les accélérations tangentielles et angulaires qui interviennent dans l'équilibre précédent se calculent comme suit:

$$a_r = a - v_r/L_0^2 \cdot \left[L_0'' \cdot \frac{\gamma_0' - \delta_1'}{\cos^2 (\gamma_0 - \delta_1)} - L_0' \delta_2'\right] \cdot \left[L_0'' \cdot \operatorname{tg} (\gamma_0 - \delta_1) - L_0' \cdot \delta_2\right]$$

$$a_r' = a - v_r/L_1^2 \cdot \left[L_1'' \cdot \frac{\gamma_1' - \delta_2'}{\cos^2 (\gamma_1 - \delta_2)} - L_1' \delta_3'\right] \cdot \left[L_1'' \cdot \operatorname{tg} (\gamma_1 - \delta_2) - L_1' \cdot \delta_3\right]$$

où:

γ_0', γ_1', δ_1', δ_2', δ_3' représentent les dérivées des angles γ_0 et γ_1 et des dérives δ_1, δ_2 et δ_3 respectivement.

$$\epsilon_a = -\frac{a}{L_0}\left[\mathrm{tg}\,(\gamma_0-\delta_1) + \delta_2\right] + \frac{v_r}{L_0}\left[(\gamma_0'-\delta_1')/\cos^2(\gamma_0-\delta_1) + \delta_2'\right]$$

$$\epsilon_{a'} = -\frac{a}{L_1}\left[\mathrm{tg}\,(\gamma_1-\delta_2) + \delta_3\right] + \frac{v_r}{L_1}\left[(\gamma_1'-\delta_2')/\cos^2(\gamma_1-\delta_2) + \delta_3'\right]$$

ANNEXE C

DÉTERMINATION EMPIRIQUE D'UN FACTEUR D'USURE

La durée de vie d'un moteur dépend essentiellement de celle des pistons, des chemises et des segments. Tous les pistons subissant théoriquement la même charge et fournissant le même travail, il suffit de calculer la durée de vie de l'un d'entre eux ou bien, ce qui revient au même, de calculer son usure linéaire par tour. L'usure globale sur un parcours donné sera alors le produit de l'usure linéaire pour un tour par le nombre total de tours. L'hypothèse de départ[1] est que l'usure linéaire par tour est proportionnelle à la pression moyenne dans le piston et à sa charge thermique, soit:

$$\Delta u = \xi \cdot p_m \cdot q_{th} \qquad (C.1)$$

où:

Δu - usure linéaire des segments d'un piston pour un tour, (m)

p_m - pression moyenne du frottement entre le piston et la chemise, (N/m^2)

q_{th} - charge thermique du piston, ($N/m \cdot h$) ou ($J/m^2 \cdot h$)

ξ - coefficient de correction obtenu par essais, son unité est telle qu'elle équilibre l'équation aux dimensions soit ($m^4 \cdot h/N^2$)

l'usure linéaire totale du segment durant un trajet de durée t effectué à une vitesse du moteur moyenne n est égale à:

$$u = \frac{n}{60} \cdot t \cdot \Delta u = \frac{1}{60} \cdot \xi \cdot p_m \cdot q_{th} \cdot n \cdot t \qquad (C.2)$$

où:

u - usure linéaire totale des segments d'un piston pour tout le trajet, (m)

n - vitesse moyenne du moteur, (tr/min)

t - durée totale du trajet, (s)

$\frac{n}{60}$ est alors le nombre de tours par seconde

---

(1) Se référer à [11].

Connaissant l'usure linéaire maximale permise pour un piston, u_{max}, on peut déduire la durée de vie de ce piston par:

$$u_{max} = \frac{1}{60} \cdot \xi \cdot p_m \cdot q_{th} \cdot n \cdot t_{max} \qquad (C.3)$$

d'où:

$$t_{max} = \frac{60 \cdot u_{max}}{\xi \cdot p_m \cdot q_{th} \cdot n} \qquad (C.4)$$

Sachant que q_{th} représente la charge thermique d'un piston on peut écrire:

$$q_{th} = \frac{k_n \cdot Q_{sp} \cdot P_c \cdot Q_p^n}{S_n} \qquad (C.5)$$

où:

Q_{sp} - consommation spécifique, (kg/kW·h)

P_c - puissance par cylindre, (kW)

Q_p^n - pouvoir calorifique inférieur du carburant, (J/kg)

S_n - surface de la tête du piston, (m^2)

k_n - facteur de perte de chaleur dans le piston

De même, p_m étant la pression moyenne du frottement dans le piston on peut l'écrire:

$$p_m = k_n' \cdot p_e \cdot (1 - \eta_{mec}) \qquad (C.6)$$

où:

p_e - pression moyenne effective, (N/m^2)

η_{mec} - rendement mécanique du piston

k_n' - facteur de perte mécanique due aux frottements des segments sur la chemise

Pour fixer les idées, on peut admettre avec certains auteurs[1] que la valeur numérique de l'usure linéaire maximale permise est proportionnelle à la racine cubique du diamètre d'un piston.

En d'autres termes:

$$u_{max} = k'' \cdot D^{1/3} \tag{C.7}$$

où:

k'' - coefficient de proportionalité, $(m^{2/3})$

D - diamètre d'un piston, (m)

En remplaçant dans l'équation (C.4) q et p_m par leurs valeurs exprimées dans les relations (C.5) et (C.6) on obtient:

$$t_{max} = \frac{60}{k_m \cdot k'_m \cdot \xi \cdot Q_p^n} \times \frac{u_{max} \cdot S_n}{Q_{sp} \cdot P_c \cdot p_e \cdot (1-\eta_{mec}) \cdot n} \tag{C.8}$$

Connaissant la cylindrée du moteur et la course du piston on peut remplacer la surface S_n par:

$$S_n = \frac{V_c}{C_p} \tag{C.9}$$

où:

V_c - cylindrée d'un piston, (m^3)

C_p - course du piston, (m)

De plus on sait que $C_p \times \frac{n}{30}$ représente la vitesse linéaire moyenne du piston pour un moteur à 4 temps.

D'autre part la relation entre la puissance par cylindre et la pression moyenne effective est:

---

(1) Se référer à [11], [30] et [41].

$$P_c = p_e \cdot n \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{V_c}{z} \cdot \frac{1}{1000} \qquad (C.10)$$

où:

z = nombre de temps du moteur

En remplaçant P_c par sa valeur dans (C.8) on a:

$$t_{max} = \frac{60}{k_n \cdot k'_n \cdot \xi \cdot Q_p^n} \times \frac{k'' \cdot D^{1/3} \times z}{C_p \cdot Q_{sp} \cdot p_e^2 \cdot n^2 \cdot (1-\eta_{mec})} \times \frac{30 \times 1000}{\pi} \qquad (C.11)$$

En regroupant le coefficient k" avec les constantes numériques et en posant $k = 60 \times 30 \times 1000 \times \frac{k'' \cdot z}{\pi}$ on peut écrire:

$$t_{max} = \frac{1}{k_n \cdot k'_n \cdot \xi \cdot Q_p^n} \times \frac{k \times D^{1/3}}{(1-\eta_{mec}) \cdot Q_{sp} \cdot C_p \cdot n^2 \cdot p_e^2} \qquad (C.12)$$

où le premier rapport représente une valeur dépendant de la conception et de la technologie du moteur, laquelle est fixe pour un moteur donné.

Cette quantité représente donc la durée de vie maximale du piston soumis aux conditions d'utilisation définies par q_{sp}, p_e et η_{mec}.

On définit alors un facteur d'usure, f_u, en prenant le produit de l'inverse de t_{max} par le temps total du trajet, soit:

$$f_u = t/t_{max} \qquad (C.13)$$

Ce facteur représentera la proportion de u_{max} qui aura été utilisée dans ce trajet. En effet il est facile de voir que $\frac{t}{t_{max}} = \frac{u}{u_{max}}$ donc $u = \frac{t}{t_{max}} \times$ $\times u_{max}$.

Dans la pratique, la valeur du facteur d'usure se calcule comme suit:

a) $p_e = 201,5 \times 4 \times P/(V_c \times n \times \pi/30)$

où:

P = puissance moyenne calculée à l'aide de la formule:

$$\text{vitesse moyenne} \times \text{couple moyen} \times \frac{i_{EA}}{r_{CD}} \times \frac{1}{1000}$$

avec i_{EA} - rapport de l'essieu arrière - 3,73

r_{CD} - rayon dynamique de la roue - 0,509 m

201,5 est un facteur de transformation (3,6 × 55,9)
4 est le nombre de cycles

$V_c = \pi \times \frac{D^2}{4} \times C_p$ avec $D = 0,14$ m, $C_p = 0,152$ m

n - vitesse moyenne du moteur exprimée en tr/min

b) $Q_{sp} = \frac{Q_m}{P}$

où:

Q_m - consommation moyenne de carburant exprimée en kg/h

c) $\eta_{mec} = \frac{3,6\ 10^6}{q_{sp} \times Q_p^n}$

où:

$3,6\ 10^6$ est le facteur de conversion de kW·h en J.

d) La valeur numérique choisie pour Q_p^n est $3,976 \times 10^7$ J/kg.

e) La valeur globale du rapport $\frac{k}{k_n\ k'_n\ \xi}$

est inconnue, elle est donc choisie arbitrairement.

Ayant calculé t_{max} il suffit de prendre $f_u = t/t_{max}$ où t représente la durée totale de l'essai exprimée en secondes.

ANNEXE D

DÉFINITIONS DES SYMBOLES

a - accélération linéaire, (m/s^2)

a_x - valeur relative de la force spécifique tangentielle

a_r, a_r' - accélérations tangentielles, corrigées pour les dérives, du camion et de la remorque, respectivement, (m/s^2)

B_p - largeur du boudin du pneu, (m)

C_{hy} - rigidité latérale du pneu, (N/m)

C_{hz} - rigidité radiale du pneu, (N/m)

C_p - course du piston, (m)

c_{BH} - coefficient linéaire de perte par brassage des huiles, (N·s/m)

c_{BH}^1 et c_{BH}^2 - valeur de c_{BH} lorsqu'on élimine un essieu et deux essieux respectivement, (N·s/m)

c_{BHE} - coefficient linéaire de perte par brassage de l'huile dans les essieux, (N·s/m)

c_{FCE} - facteur de linéarité entre la résistance due à la friction et le couple appliqué

c_{FRA} - coefficient de trainée

c_{R1}, c_{R1}' - coefficients linéaires pour le calcul de la résistance au roulement, (N·s/m)

c_{R2}, c_{R2}' - coefficients quadratiques pou le calcul de la résistance au roulement, ($N·s^2/m^2$)

D - distance parcourue, (m)

D - diamètre d'un piston, (m), (annexe C)

D_E, $D_{E'}$ - distance mesurée sur le bord intérieur de la route correspondant au même angle balayé pour parcourir D_T et $D_{T'}$, (m)

D_p - diamètre extérieur libre de la roue, (m)

D_R - distance mesurée par le capteur placé sur la roue avant, (m)

D_T - distance mesurée par le capteur fixé sur l'arbre de transmission et parcourue par la roue arrière, (m)

$D_{T'}$ - distance parcourue par la remorque, (m)

d_j - diamètre de la jante, (m)

F_a - somme des résistances complémentaires dues à l'accélération, (N)

$F^{\circ}_{BH_o}$ - force de résistance initiale (à vitesse voisine de zéro) due au brassage des huiles, (N)

F_{BH} ou F°_{BH} - forces de résistance dues au brassage des huiles, (N)

$F^{\circ 1}_{BH}$ et $F^{\circ 2}_{BH}$ - résistances dues au brassage à une vitesse donnée dans un essieu et le système de transmission et dans le système de transmission tout seul, respectivement, (N)

$F^{\circ 1}_{BH_o}$ et $F^{\circ 2}_{BH_o}$ - forces de résistance à vitesse voisine de zéro dues au brassage, en éliminant un essieu et deux essieux respectivement, (N)

F°_{BHB} - force de résistance due au brassage des huiles dans la boite de vitesses, (N)

F_{BHE} ou F°_{BHE} - force de résistance due au brassage des huiles dans les deux essieux, (N)

$F^{\circ}_{BHE_o}$ - résistance initiale à vitesse voisine de zéro due au brassage des huiles dans les deux essieux, (N)

F_{CRB} - force de résistance à l'avancement d'un véhicule routier due aux virages de la route, (N)

F°_{c} - résistance due à l'angle de carrossage des roues, (N)

F_{DCMR} - force développée par le moteur en traction, ou absorbée par le moteur lorsque le camion pousse dessus, mesurée au couplemètre et ramenée au contact des roues motrices avec le sol, (N)

F_{dyn} - intensité du frein appliqué au dynamomètre, (N)

F_{FC} - force de résistance à la rotation dans la boite de vitesse, les joints universels et les essieux arrière due à l'application du couple, (N)

F_{FCB} - résistance due à la friction dans la boite de vitesses et les joints universels en amont du couplemètre, (N)

F_{FCE} - force de résistance due à la friction dans les essieux et dans les joints universels à l'aval du couplemètre, (N)

F_{FCEa} - résistance complémentaire due à l'accélération, relative à F_{FCE}, (N)

F_{FRP} - force de freinage, (N)

F_{I} - force d'inertie du véhicule, (N)

F_{INC} - force de résistance due à l'inclinaison verticale de la route, (N).

F_{IM} - force d'inertie du moteur, (N)

F_{IR}, F'_{IR} -forces d'inertie dues aux masses rotatives relative aux roues et au système propulsif (moteur exclus), (N)

F_{ir} ou F°_{ir} - résistances dues aux irrégularités de la surface de la route, (N)

F_{IT} - force d'inertie totale, (N)

F_{lat} - force latérale, (N)

F_{M} - force de résistance complémentaire due à l'application du couple, (N)

F_{Ma} - résistance complémentaire due à l'accélération, relative à F_{M}, (N)

F_{RA} - force dynamique de résistance de l'air, (N)

F_{Rd} - force résiduelle sur dynamomètre, (N)

F_{RES} - force de résistance à l'avancement d'un véhicule routier représentant toutes les résistances résiduelles dues aux divers facteurs comme: la suspension, la configuration de la géométrie avant du camion, la position du centre de gravité, écartement des essieux sur le camion et la remorque, etc., (N)

$F^{\bullet}_{RES}$ - forces de résistance résiduelles sans application de couple, (N)

$F^{\bullet}_{RR}$ - force de résistance au roulement sur une route idéalement plate et droite sans application de couple, (N)

$F^{\bullet}_{RR_{o}}$ - résistance au roulement initiale, sans application de couple, à vitesse voisine de zéro, sur une route droite et horizontale, (N)

F_{RRA} - force due à la résistance de l'air provoquée par les pièces en rotation, (N)

F_{RT} - force totale de résistance à l'avancement d'un véhicule routier se produisant entre les pneus et le sol, (N)

$F^{\bullet}_{RT}$ - résistance totale au roulement due seulement au facteur vitesse, (N)

F_{SD} - résistance provoquée par la déformation du sol, (N)

F_{SP} - forces résistantes dans le système propulsif, (N)

F_{sa} - force de traction qui s'exerce à la sellette d'attelage, (N)

F'_{sa} - force latérale dans la sellette d'attelage, (N)

F_{tan} - force tangentielle de résistance à l'avancement d'une roue, (N)

F_{RTR} - force totale de résistance à l'avancement d'une roue, (N)

F_{TDR} - force dynamique totale de traction aux roues motrices, (N)

$\dot{F_v}$ - résistance due à l'augmentation de la vitesse sur route, (N)

F_δ - résistance due à la dérive latérale des roues directrices, (N)

$F_{\mu G}$ - force de résistance due aux glissements entre les roues tractrices et le sol, (N)

$F_{\mu Ga}$ - résistance complémentaire due à l'accélération, relative à $F_{\mu G}$, (N)

f - facteur dynamique de résistance tenant compte de la dérive

$\dot{f_c}$ - facteur de résistance provoquée par l'angle de carrossage des roues directrices

f_{cor} - notation commune des quantités 1, $1+l_c$ et $1+l_r$ dans le calcul de la dérive

f_o - facteur dynamique sur une ligne droite

f_{Dk} - facteur dynamique de traction

f_{FRP} - facteur dû à l'application du frein principal

$\dot{f_{ir}}$ - facteur de pertes dues aux irrégularités de la surface de la route et aux micro-déviations

f_{IT} - facteur dynamique dû à l'inertie d'accélération ou de décélération

f_M - facteur de résistance complémentaire lors de l'application du couple aux roues motrices

f_{MT} - facteur global dû à l'application du couple

$f_{M\alpha}$ - partie de f_M qui dépend de l'angle d'inclinaison α_p

f_{RA} - facteur dû à la résistance de l'air

$f^{\circ}_{RR_o}$ - facteur de résistance initiale au roulement, sans application de couple et à vitesse voisine de zéro, sur une route droite et horizontale

f_{RT} - facteur de résistance totale à l'avancement due au contact des pneus avec le sol

f°_{RT} - facteur de résistance totale au roulement sans application du couple

f_{SD} - facteur de résistance provoquée par la déformation du sol

$f_{SD\alpha}$ - partie de f_{SD} qui dépend de l'angle d'inclinaison α_p

$f_{\sin\alpha_p}$ - facteur dû aux pentes de la route

f°_{v} - facteur de résistance due à l'augmentation de la vitesse sur route

f_u - facteur d'usure

$f_{\mu G}$ - facteur de pertes par micro-glissement des roues tractrices sur le sol

$f_{\mu G\alpha}$ - partie de $f_{\mu G}$ qui dépend de l'angle d'inclinaison α_p

G_k - poids sur le pneu, (N)

g - accélération de la pesanteur, (m/s^2)

H_p - hauteur du profil du pneu, (m)

h_{hz} - déformation radiale du pneu, (m)

i_{EA} - rapport de l'essieu arrière

i_{qc} - indice de qualité de conduite

i_{TR} - rapport de la boite de vitesses

J_M - moment d'inertie du moteur, ($kg \cdot m^2$)

J_R - moment d'inertie d'une roue par rapport à son axe, ($kg \cdot m^2$)

J_{SP} - moment d'inertie du système propulsif, ($kg \cdot m^2$)

J_{TR} - équivalent du moment d'inertie des arbres de transmission et des essieux par rapport à leurs axes, considéré comme le moment d'inertie d'une roue hypothétique de même rayon que les roues motrices, ($kg \cdot m^2$)

J_z, J_z, - moments d'inertie polaires du camion et de la remorque respectivement, autour de leurs centres de gravité, ($kg \cdot m^2$)

K - coefficient de résistance de l'air, (kg/m^3)

K_y - coefficient de résistance à la dérive latérale, fonction de la dérive et de la charge verticale, (N/rad)

K_{yl} - coefficient de résistance à la déformation latérale du pneu, (N/rad)

K_{ymax} - valeur maximum de K_{yl}, (N/rad)

K_{yo} - coefficient de résistance à la dérive latérale pour une dérive de 0,01 rad, (N/rad)

k" - coefficient de proportionalité, ($m^{2/3}$)

k_n - facteur de perte de chaleur dans le piston

k'_n - facteur de perte mécanique due aux frottements des segments sur la chemise

L_o - empattement du camion, (m)

L_o', L_o'' - distances du centre de gravité du camion à l'essieu avant et au centre de rotation du tandem, respectivement, (m)

L_1 - empattement de la remorque, (m)

L_1', L_1'' - distances du centre de gravité de la remorque à la sellette d'attelage et au centre de rotation des essieux, respectivement, (m)

l_c - distance entre les deux essieux arrière du camion, (m)

l_k - longueur de l'axe de l'ellipse de contact dans le sens du mouvement, (m)

l_r - distance entre les essieux rigides extrêmes de la remorque, (m)

M_{ACC} - moment dû aux accessoires du moteur, (N•m)

M_{CM} - moment du couple mesuré au couplemètre, (N•m)

M_{CMM} - moment dynamique mesuré au couplemètre et ramené au moteur, (N•m)

M_E - moment effectif à la sortie du moteur, (N•m)

M_{IN} - moment indiqué du moteur, (N•m)

M_{IRM} - moment provoqué par les inerties rotatives du moteur, (N•m)

M_{RPM} - moment des résistances passives du moteur, (N•m)

M_{TR} - moment correspondant à la perte dans la boite de vitesses, (N•m)

m_c - masse du camion, (kg)

m_k - masse de la roue, (kg)

m_R - masse de la remorque, (kg)

m_T - masse totale de l'ensemble camion-remorque, (kg)

m_1, m_2 - coefficients de répartition du poids du camion entre l'essieu avant et le tandem, respectivement

m_3, m_4 - coefficients de répartition du poids de la remorque sur la sellette d'attelage et les essieux, respectiment

N - puissance, (kW)

N_{SM} - puissance à la sortie du moteur, (kW)

N_R - puissance aux roues, (kW)

n - vitesse de rotation du moteur, (tr/min)

n_M - nombre de moles par volume: 44,64 mol/m^3

n_{pl} - nombre de nappes du pneu

P - puissance moyenne, (kW)

P_c - puissance par cylindre, (kW)

p_{amb} - pression ambiante, (N/m^2)

p_d - pression dynamique, (N/m^2)

p_e - pression moyenne effective, (N/m^2)

p_m - pression moyenne du frottement entre le piston et la chemise, (N/m^2)

p, p_p - pression de gonflage du pneu, (kPa)

p_s - pression du pneu au sol, (kPa)

Q - taux horaire de consommation de carburant, (kg/h)

Q_M - consommation de carburant par tour, (mL/tr)

Q_m - consommation moyenne de carburant, (kg/h)

Q_p^n - pouvoir calorifique inférieur du carburant, (J/kg)

Q_{sp} - consommation spécifique, (kg/kW•h)

Q_T - taux de consommation de carburant aux 100 km, (L/100 km)

q - facteur global de correction de F_{lat}

q_{gr} - facteur tenant compte de la déformation du sol

q_N et q_{NN} - facteurs concernant une dérive irrégulière

q_{pm} - facteur tenant compte du gonflage du pneumatique

q_{th} - charge thermique du piston, (N/m•h) ou (J/m²•h)

q_x - facteur tenant compte des accélérations, des décélérations et du freinage (charges axiales)

q_z - facteur de correction pour la non-linéarité entre la force latérale et la dérive

q_γ - facteur qui dépend de l'inclinaison verticale des roues

q_ϕ - facteur tenant compte de la charge verticale

q_- - facteur tenant compte de l'état de la surface de la route

R - constante molaire des gaz, (J/mol.K)

R_c - rayon instantané de rotation du centre de gravité, (m)

R_o - rayon du cercle, (m)

R_x - réaction tangentielle opposée à $\dot{F}_{RR}$, (N)

R_y - réaction latérale opposée à F_{lat}, (N)

R_{ypr} - valeur limite de la réaction latérale tenant compte de l'adhésion sous l'action des forces tangentielles, (N)

R_z - réaction verticale entre le pneu et le sol correspondant à la charge utilisée, (N)

R_{ze} - réaction verticale venant du sol sur le pneu et correspondant au coefficient K_{ymax}, (N)

R_{znom} - réaction nominale (correspondant à la charge maximum admise par le constructeur) entre le pneu et le sol, (N)

r_c - rayon cinématique de la roue, (m)

r_{CD}^T - rayon dynamique en charge de la roue, (m)

S - surface frontale, (m^2)

S_n - surface de la tête du piston, (m^2)

T - température, (K)

T_{amb} - température absolue ambiante, (K)

t, t' - temps, (s)

u - usure linéaire totale des segments d'un piston pour tout le trajet, (m)

u_{max} - usure linéaire maximale permise pour un piston, (m)

V_c - cylindrée d'un piston, (m^3)

v_i, v_i' - vitesses initiales, (m/s)

v_f - vitesse finale, (m/s)

v_m - résultante de la vitesse du vent et de la réaction à la vitesse sur route, (m/s)

v_r - vitesse sur route, (m/s)

v_{ra} - vitesse relative du véhicule par rapport à l'air, (m/s)

v_x - vitesse tangentielle, (m/s)

W - travail, (N·m)

z - nombre de temps du moteur

α_k - angle de la trajectoire circulaire balayé durant le temps t, (rad)

α_{kmax} - angle maximum de la trajectoire circulaire, (rad)

α_m - angle formé par la route et la direction de la résultante v_m, (rad)

α_p - angle d'inclinaison de la route, (rad)

γ_{omax} - valeur de γ_0 lorsque le virage devient circulaire, (rad)

γ_0 - angle de braquage des roues directrices, (rad)

γ_1 - angle entre l'axe du camion et celui de la remorque, (rad)

ΔD - différence entre deux distances, (m)

ΔK - variation de l'énergie cinétique, (J)

ΔV - variation de l'énergie potentielle, (J)

Δr - écrasement du pneu sous l'effet de F_{TDR}, (m)

Δu - usure linéaire des segments d'un piston pour un tour, (m)

δ' - vitesse de variation de la dérive, (rad/s)

δ_C, $\delta_{C'}$ - angles de la dérive du centre de gravité du camion et de la remorque, respectivement, (rad)

δ_m - rapport de la masse totale du camion augmentée de l'équivalent en masse des moments d'inertie des masses rotatives, à la masse totale du camion

δ_{t^0} - angle que forme l'axe longitudinal du camion avec l'axe initial des ordonnées, (rad)

δ_{t^1} - angle que forme l'axe longitudinal de la remorque avec l'axe initial des ordonnées, (rad)

δ, δ_1, δ_2, δ_3 - angles de dérive des pneus, (rad)

ϵ_a, $\epsilon_{a'}$ - accélérations angulaires du camion et de la remorque autour de leurs centres de gravité, respectivement, (rad/s^2)

ζ_1, ζ_2, ζ_3 - coefficients de la résistance spécifique à la dérive

η_M - nombre de moles par volume; 44,643 mol/m^3

η_{mec} - rendement mécanique du piston

η_{SP} - rendement du système de transmission de puissance

ξ - coefficient de correction dans le calcul du facteur d'usure, (m^4·h/N^2)

ϕ_x - coefficient d'adhérence au sol

ϕ_y - coefficient de dérapage latéral

ρ - masse volumique de l'air, (kg/m^3)

ω - vitesse angulaire de rotation du moteur, (rad/s)

ω_i, ω_f - vitesses angulaires initiales et finales, (rad/s)

ω_0 - vitesse angulaire de rotation du camion autour de son centre, (rad/s)

ω_1 - vitesse angulaire de rotation de la remorque autour de son centre, (rad/s)